

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Návrh vybraných konstrukčních úprav vznětového motoru

Diesel engine selected design modification proposal

Student:

Bc. Radek Bolom

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Michal Richtář

Ostrava 2010

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Radek Bolom**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **2301T003 Dopravní technika a technologie**
Specializace: **20 Silniční doprava**
Téma: **Návrh vybraných konstrukčních úprav vznětového motoru**
Diesel Engine Selected Design Modification Proposal

Zásady pro vypracování:

Cílem je konstrukčně vyřešit a vyzkoušet vybrané komponenty vznětového spalovacího motoru s potřebou zlepšit jeho parametry.

Osnova diplomové práce:

1. Úvod
2. Teoretický rozbor problému, stanovení rozsahu úprav.
3. Konstrukční úpravy vybraných komponentů.
4. Ověření vlivu provedených úprav, experiment.
5. Vyhodnocení měření a ekonomické hodnocení.
6. Závěr.

Seznam doporučené odborné literatury:

Vlk, F.: Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. Brno 2001.
Bartoniček, L.: Konstrukce pístových spalovacích motorů, VŠST Liberec 1992
Kožoušek, J.: Výpočet a konstrukce spalovacích motorů I, II. SNTL 1983

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Michal Richtář**

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010

doc. Ing. Vladimír Smrž, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na mojí diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladu, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....

podpis

Bc. Radek Bolom

Smetanova 450, Příbor

Abstrakt

Tato diplomová práce obsahuje konstrukční úpravy chlazení vznětového motoru Tatra T3D-928.

Abstrakt

This work deals with design modification proposal cooling diesel engine Tatra T3D-928.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK.....	7
1.Úvod.....	9
1.1. Popis chlazení motoru.....	12
1.2 Popis funkce elektronické regulace chlazení – ERCH	14
1.3 Popis činnosti termostatu oleje	16
1.4 Schéma olejového systému motoru	17
2.Teoretický rozbor problému	18
2.1.Stanovení rozsahu úprav	19
3.Konstrukční úpravy vybraných komponentů.....	21
3.1. Konstrukční úprava nábojky náhonu ventilátoru.....	21
3.2. Konstrukční provedení nábojky rozváděcího kola	23
3.3. Konstrukční úprava rozváděcího kola	24
3.4. Kompletace rozváděcího kola.....	26
3.4.1. Montážní postup sestavy.....	27
4. Ověření vlivu provedených úprav.....	28
4.1. Schéma vzduchotechnické laboratoře:.....	28
4.2. Popis měřících zařízení:	29
4.3. Měření náhonu ventilátoru (skluz).....	30
4.3.1. Popis měřícího zařízení pro zkoušku náhonu ventilátoru:.....	30
4.3.2. Metodika zkoušky náhonu ventilátoru.....	31
4.3.3. Podmínky měření skluzu a příkonu do kapalinové spojky:.....	31
4.3.4. Měření skluzu hydraulické spojky	32
4.4. Měření náhonu ventilátoru (hluk a vibrace).....	34
4.4.1. Popis měřícího zařízení.....	34
4.4.2. Metodika měření vibrací a hluku	34
5.Vyhodnocení měření.....	36
5.1. Popis měření sériového a upraveného stavu ve všech měřených režimech (plný průtok oleje a zastavený průtok oleje)	36
5.2. Výpočty k určení parametrů náhonu ventilátoru	39
5.3. Obecný výpočet životnosti ložiska	42
5.3.1. Výpočet životnosti ložisek - sériový stav uložení oběžného kola	43
5.3.2. Výpočet životnosti ložisek - upravené uložení oběžného kola.....	46
5.4. Shrnutí výsledků životnosti ložisek	49
5.5. Shrnutí výsledků hluku a vibrací	50

5.6. Ekonomické zhodnocení úpravy uložení oběžného kola v provozu.....	56
6. Závěr	58
Seznam příloh	59
Seznam použité literatury	60

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

b	[Pa]	barometrický tlak
i_p	[-]	převodový poměr
M_k	[N.m]	kroutící moment
n_b	[min ⁻¹]	otáčky dynamometru
n_{ks}	[min ⁻¹]	otáčky kapalinové spojky ze strany náhonu ventilátoru
n_{ok}	[min ⁻¹]	otáčky oběžného kola
P	[N.m]	příkon do kapalinové spojky
P_v	[mm.líh]	tlak ventilátoru
P_o	[kPa]	tlak oleje do kapalinové spojky
S_s	[%]	skluz hydraulické spojky
t_o	[°C]	teplota oleje do kapalinové spojky
t_v	[°C]	teplota vzduchu před ventilátorem
t_1	[°C]	teplota vzduchu před clonou
V_o	[dm ³ .min ⁻¹]	průtok oleje do kapalinové spojky
V_{vzduch}	[m ³]	množství vzduchu
Z_1	[-]	počet zubů hnacího kola
Z_2	[-]	počet zubů hnaného kola

1.Úvod

I přes značné úsilí, vyvinuté výrobci užitkových vozidel v posledních 20 letech ke snížení negativních dopadů silniční dopravy na čistotu ovzduší, zůstává provoz zejména těžkých nákladních vozidel stále významným zdrojem znečištění, zvláště v případě prekursorů přízemního ozonu a prachových částic. Snaha o ochranu lidského zdraví i při rostoucí intenzitě silničního provozu vyžaduje hledání nových cest vedoucích k dalšímu potlačení škodlivin emitovaných spalovacími motory.

Vzhledem k těmto skutečnostem bylo rozhodnuto v TATRA a.s., pro realizaci projektu, jehož cílem je:

Vyvinout a připravit do výroby vzduchem chlazený naftový motor pro pohon nákladních vozidel, pracovních strojů či stacionární použití, který bude emitovat méně než 350 mg/kWh oxidů dusíku (NOx) a méně než 8 mg/kWh pevných částic.

Ve srovnání se stávajícími sériově vyráběnými motory Tatra klesnou tedy emise oxidů dusíku (NOx) o 80% a emise pevných částic o 70%. Za nezanedbatelný přínos k ochraně životního prostředí je třeba také považovat chlazení motoru vzduchem, bez potřeby chladicí kapaliny, neboť výroba, distribuce a likvidace chladicí kapaliny představují nenulovou ekologickou zátěž.

Řešení projektu bude zahrnovat vývoj a optimalizaci spalovacího procesu motoru, aplikaci a optimalizaci soupravy pro dodatečnou úpravu výfukových plynů, návrh palubního diagnostického systému, rekonstrukci chladicího systému motoru, úpravy ke zvýšení mechanické únosnosti motoru, jakož i závěrečnou verifikaci navrženého řešení. Jako základ pro vývojové práce v rámci projektu bude sloužit funkční vzorek motoru Tatra 3E-928-CR, který vznikl aplikací vstřikovacího systému common-rail na sériově vyráběný motor Tatra 3D-928-TM. Řešení projektu bude zahrnovat následující vývojové práce, které lze rozdělit do 6 samostatných částí.

Dílní cíle 1.části:

- snížení surových emisí Nox o 60% ve srovnání se stávajícím stavem,
- snížení surových emisí částic o 30% ve srovnání se stávajícím stavem,
- snížení požadavků na účinnost systému pro dodatečnou úpravu výfukových plynů,
- stanovení požadavků na výkon chladicího systému motoru,
- stanovení požadavků na mechanickou únosnost motoru.

Vývojové práce pro dosažení cílů 1.části budou zaměřeny na nalezení optimálních parametrů následujících konstrukčních prvků motoru:

- tvar spalovacího prostoru,
- vstřikovací tryska (geometrie vstřikovacích otvorů, hydraulické vlastnosti),
- průběh vstřiku paliva (úroveň vstřikovacího tlaku, počet vstřiků na cyklus),
- časování vstřiku paliva,
- aerodynamické vlastnosti sacího kanálu,
- úroveň přeplnění,
- způsob regulace turbodmychadla,
- způsob recirkulace výfukových plynů,
- způsob a míra chlazení necirkulujících výfukových plynů,
- způsob regulace recirkulace výfukových plynů.

Dílčí cíle 2.části:

- Rekonstrukce chladicího systému motoru,
- Zvýšení výkonnosti ventilátoru v souladu s výsledky 1.části,
- možnost regulace otáček ventilátoru nezávisle na otáčkách motoru
- zlepšení odvodu tepla z hlavy válců.

Vývojové práce pro dosažení cílů 2.části budou spočívat v:

- návrhu nového ventilátoru (optimalizace vnějšího a vnitřního průměru, počtu, šířky a tvaru lopatek oběžného a rozváděcího kola);návrh a jeho ověření budou provedeny ve spolupráci s řešitelem s Výzkumným centrem Josefa Božka.
- návrh uložení oběžného kola ventilátoru,
- návrh hydrostatického pohonu ventilátoru včetně jeho regulace; návrh a jeho ověření budou provedeny ve spolupráci řešitelem z BOSCH Engineering GmbH.
- Rekonstrukci chladících žebër hlavy válce; práce budou zakoupeny od Porsche Engineering s.r.o.

Dílčí cíl 3.části:

- Zvýšení maximálního přípustného spalovacího tlaku v souladu s výsledky 1.části.

Dílčí cíle 4.části:

- Dosažení účinnosti systému SCR v souladu s výsledky 1.části.
- Dosažení účinnosti filtru částic v souladu s výsledky 1.části.

Vývojové práce pro dosažení cílů 4.části budou zaměřeny na nalezení optimálních parametrů následujících konstrukčních prvků soupravy pro dodatečnou úpravu výfukových plynů:

- Velikost, konstrukce a chemické složení katalyzátoru SCR,
- Velikost, konstrukce a chemické složení katalyzátoru pro likvidaci přebytečného činidla,
- Velikost, konstrukce a chemické složení hydrolyzačního katalyzátoru,
- Strategie dávkování činidla,
- Velikost, konstrukce a chemické složení filtru částic,
- Strategie regenerace filtru částic.

Dílčí cíle 5.části:

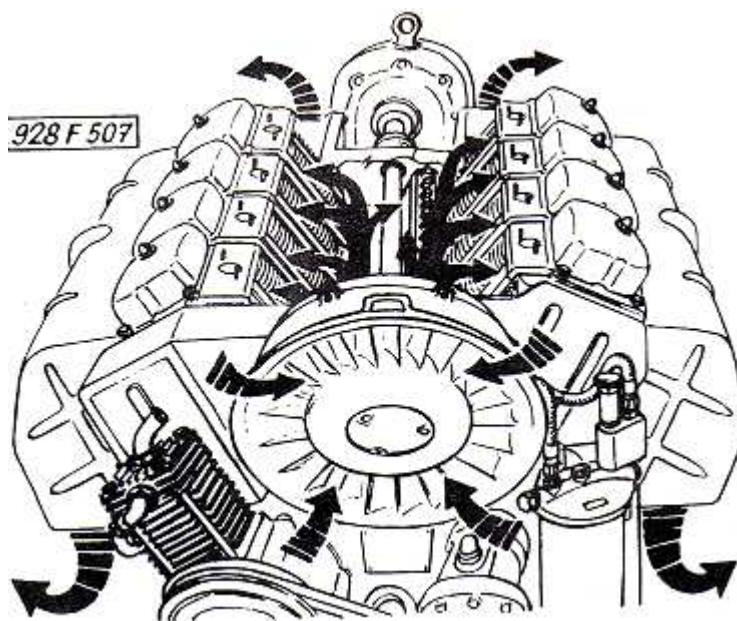
- upozornění řidiče palubním diagnostickým systémem v případě zvýšených emisí

Dílčí cíl 6.části:

- potvrzení, že navržené řešení splňuje cíl projektu, je způsobilé pro sériovou výrobu a vykazuje životnost alespoň 700 000km.

Tato diplomová práce se bude zabývat problémem chlazení tzn. části č.2.(návrh uložení oběžného kola ventilátoru).

1.1. Popis chlazení motoru

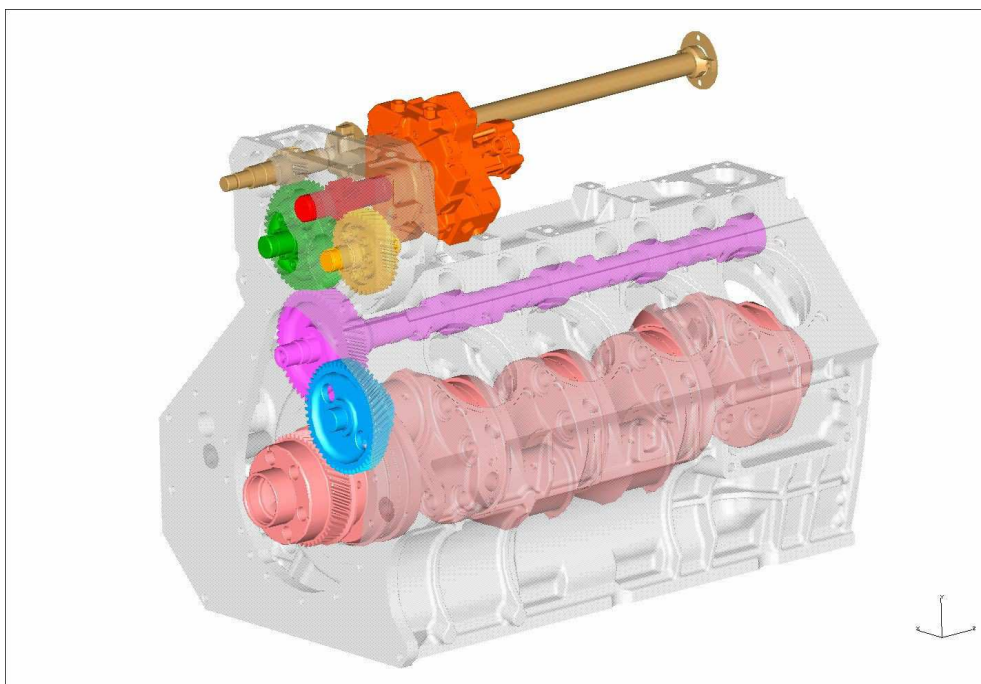


Obr. 1.1 Chlazení motoru

Motor Tatra se chladí vzduchem, který protlačuje dmychadlo kolem žebrování hlav válců a válcových jednotek. Ohřátý vzduch vystupuje z motoru na vnějších stranách obou řad válců a odvádí se do ovzduší pod vozidlem. Proudící vzduch chladí též vstřikovací soustavu, která je uložena na motoru mezi oběma řadami válců. Chladicí dmychadlo je umístěné vpředu na motoru. Hnací hřídel oběžného kola dmychadla prochází mezi řadami válců. Na zadním konci hřídele je kapalinová spojka. Hnací část spojky je poháněna od rozvodových kol viz. Obr.1.1.

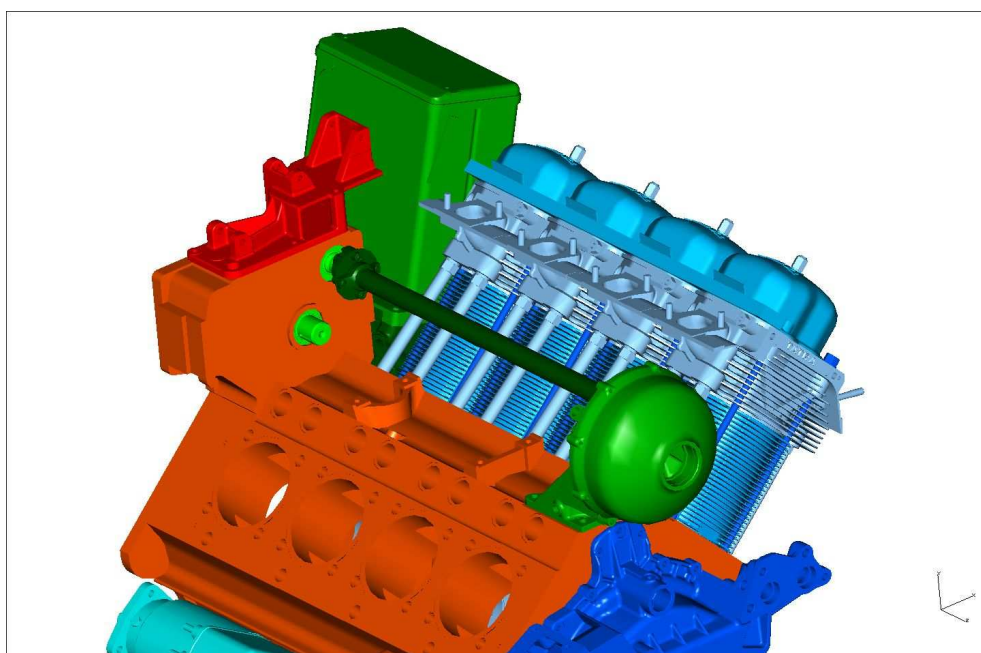
- nevýhoda vzduchem chlazených motorů je špatná regulace chlazení motoru. Motor je nutné častěji čistit, pokud se zanesou tak chlazení je nedostačující a může dojít k poškození motorových součástí.
- výhoda vzduchem chlazeného motoru jsou nízké náklady na údržbu chladicího systému, odpadají problémy s nemrznoucí směsí, jednoduchá konstrukce chladicího systému.

Chladicí soustavu u motoru TATRA tvoří: rozváděcí kolo, oběžné kolo, náhon ventilátoru s kapalinovou spojkou (obr 1.3.světle zelená barva), tyč náhonu ventilátoru (obr. 1.3 tmavě zelená barva).



Obr. 1.2 Rozvod pohonu ventilátoru

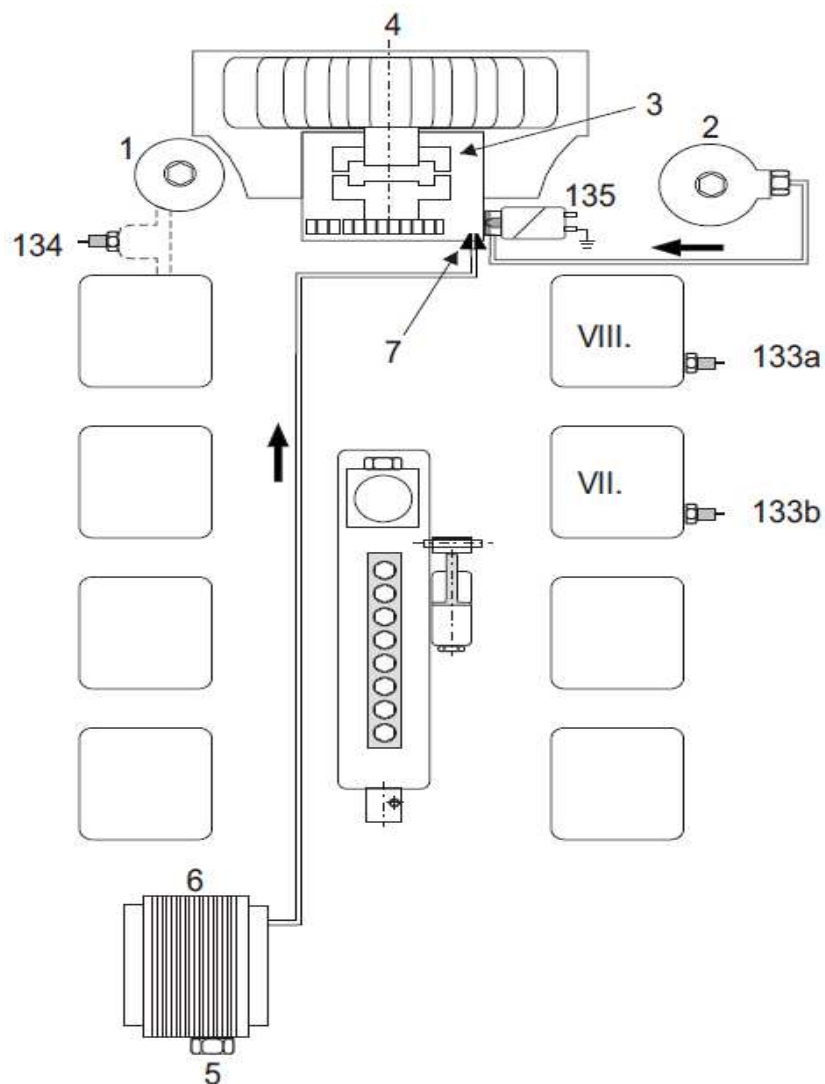
Na obrázku 1.2 je znázorněn rozvodový mechanismus motoru TATRA. Tento rozvodový mechanismus zajišťuje časování ventilů pomocí vačkového hřídele (barva fialová), pohon vstřikovacího čerpadla (barva červená), pohon náhonu ventilátoru (barva hnědá). Kola označené (zelenou, modrou a žlutou barvou) jsou pouze kola vložená, která zajišťují opačné otáčky ozubených kol.



Obr. 1.3 Pohon náhonu ventilátoru

1.2 Popis funkce elektronické regulace chlazení – ERCH

Hlavním úkolem ERCH - Elektronická Regulace Chlazení společně s termostatem oleje, je regulovat chlazení motoru v optimální teplotě 120° - 170°C.



Obr. 1.4 Popis činnosti sekce chlazení

- | | |
|-----------------------|--|
| 1 – čistič oleje | 137 - ERCH |
| 2 – odstředivý čistič | 133a – snímač teploty hlavy |
| 3 – kapalinová spojka | 133b – snímač teploty hlavy |
| 4 – ventilátor | 134 – snímač teploty oleje |
| 5 – termostat | 135 – EV regulace chlazení |
| 6 – chladič | 136 – kontrolní svítidla poruchy systému |
| 7 – tryska | 156 – kontrolní svítidla přehřátí motoru |

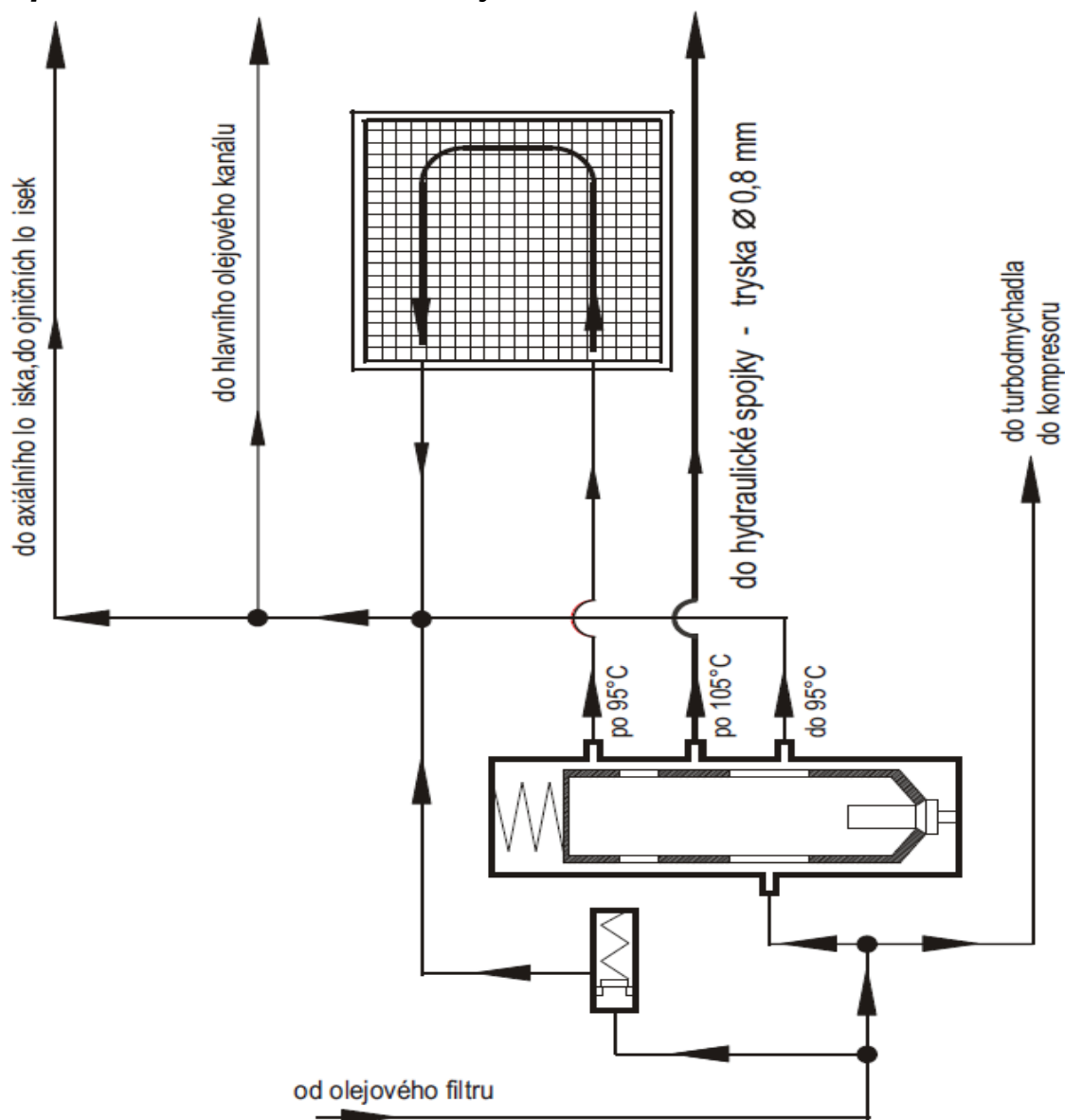
Popis – ERCH

Optimální chlazení motoru je závislé na teplotě hlav válců, která je snímána termistorovými snímači 133a, 133b z VIII. a VII. hlavy a teplotě oleje motoru, jež je snímána termistorovým snímačem 134 umístěným v přední části motoru u čističe oleje 1. Řídící jednotka 137 hodnoty teplot vyhodnocuje a prostřednictvím el. mag. hydraulického ventilu 135 ovládá tlak oleje od odstředivého čističe 2 (nebo od kompresoru u provedení s kompresorem v přední části motoru), do kapalinové spojky 3 ventilátoru 4. Řidič je o teplotních režimech motoru a o správné funkci regulace chlazení informován dvěma kontrolními svítilnami 136 , 156, na přístrojové desce.

Při otočení klíčkem ve spínací skříňce do polohy "I" kontrolky krátce probliknou, což kontroluje funkčnost žárovek. Po zapnutí spínací skříňky je od řídící jednotky 137 přiveden elektrický proud k elektromagnetickému hydraulickému ventilu 135 a ten po nastartování motoru uzavře přívod oleje do kapalinové spojky 3 ventilátoru 4. Ventilátor nechladí (jen se zvolna otáčí). Dosáhne-li teplota oleje 95°C (105°C), otevře se termostatický ventil 5 v tělese pod olejovým chladičem 6 a olej proudí přes škrťací trysku 7 do kapalinové spojky 3, ventilátor 4 zvýší otáčky (asi 30 % výkonu ventilátoru) a motor je přichlazován.

Dosáhne-li teplota hlav válců 145° až 165°C, nebo teplota oleje 115°C, přeruší řídící jednotka elektronické regulace 137 přívod elektrického proudu do el. mag. hydraulického ventilu 135 a ten otevře plný přívod oleje od odstředivého čističe 2 do kapalinové spojky 3 Ventilátor 4 se otáčí maximálními otáčkami (plný výkon ventilátoru). Po snížení teploty hlav válců nebo teploty oleje motoru se uzavře přívod oleje el. mag. hydraulickým ventilem 135, a tím je udržován optimální tepelný režim motoru.

1.3 Popis činnosti termostatu oleje



Obr. 1.5 Popis činnosti termostatu oleje

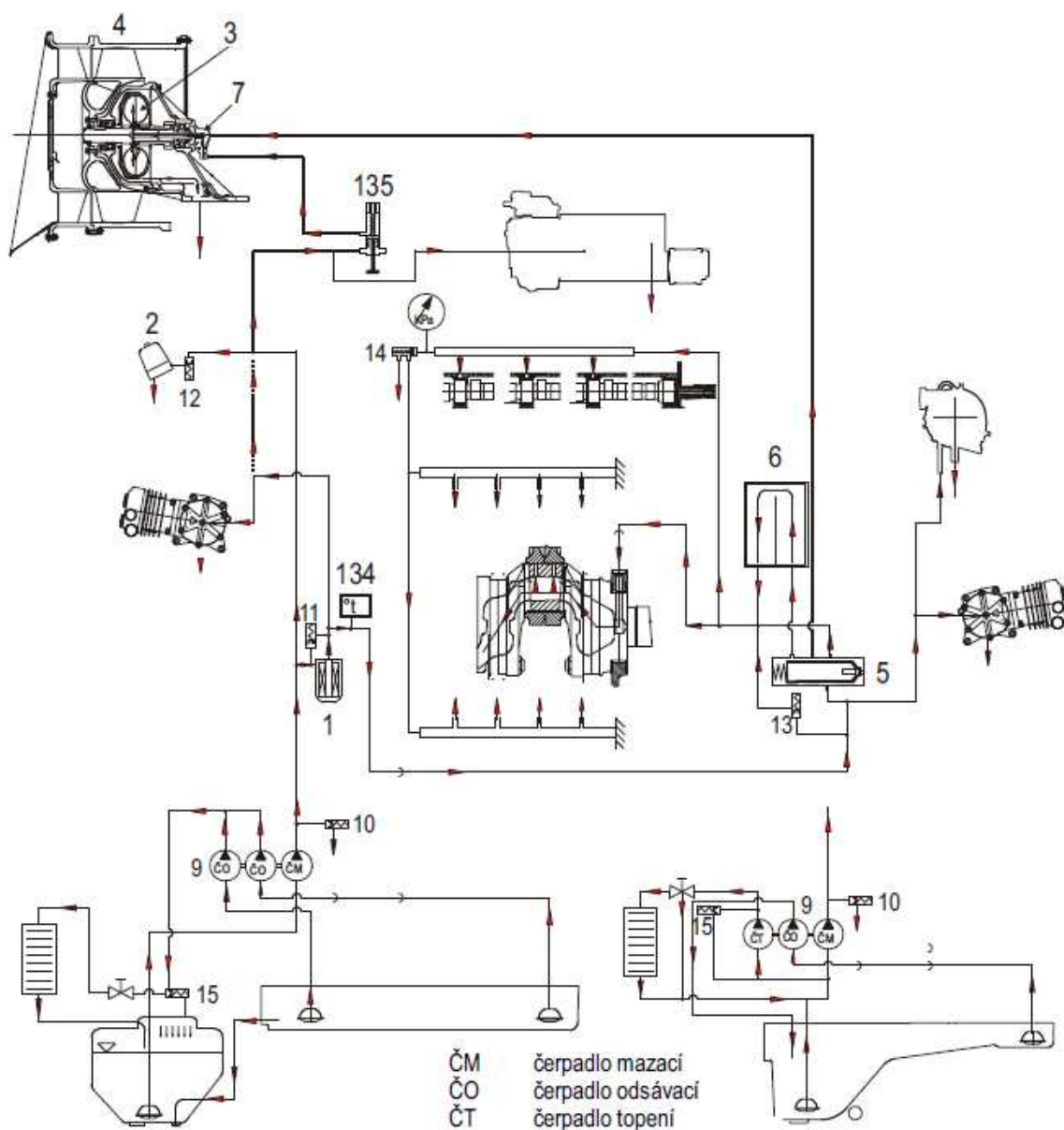
Popis činnosti termostatu oleje :

Do dosažení teploty oleje 80°C (95°C) – (motor studený) je uzavřen přívod oleje do chladiče a zároveň je uzavřen i přívod oleje přes elektromagnetický-hydraulický ventil kapalinové spojky.

Po dosažení teploty oleje 80°C (95°C) - termostat otvírá I. stupeň a olej prochází přes chladič. Elektromagnetický - hydraulický ventil je stále uzavřen .

Po dosažení teploty oleje 95°C (105°C) - termostat otvírá II. stupeň a olej prochází přes trysku 7, (průměr - 0,8 mm) ve víčku kapalinové spojky - účinnost ventilátoru 30% .

1.4 Schéma olejového systému motoru



Obr. 1.6 Schéma olejového systému motoru

- 1 – čistič oleje
- 2 – odstředivý čistič
- 3 – kapalinová spojka
- 4 – ventilátor
- 5 – termostat
- 6 – chladič
- 7 – tryska
- 134 – snímač teploty oleje
- 135 – EV regulace chlazení

- 9 – olejové čerpadlo
- 10 – pojistný ventil olejového čerpadla
- 11 – obtokový ventil čističe oleje
- 12 – otevírací ventil odstředivého čističe oleje
- 13 – pojistný obtokový ventil chladiče oleje
- 14 – hlavní pojistný a přepouštěcí ventil
- 15 – pojistný ventil čerpadla topení

2. Teoretický rozbor problému

V této kapitole jsem popsal princip, účel a stávající konstrukci chlazení, které je u motoru nezbytné. Jsou zde popsány zdroje a následky nadměrných hodnot vibrací a hluku chladicí soustavy. Stanovil jsem rozsah úprav daných konstrukčních částí, které bylo nezbytné upravit, abych dosáhl snížení hodnot vibrací a hluku části chlazení.

Motory Tatra jako jediné na světě používají vzduchem chlazené motory. Chlazení je uskutečněno pomocí oběžného kola a rozváděcího kola. Oběžné kolo je poháněno pomocí náhonu ventilátoru, který je umístěn na bloku motoru. Tento náhon obsahuje kapalinovou spojku. Tato kapalinová spojka je poháněna od rozvodových kol.

Stávající uložení oběžného kola je řešeno pomocí nábojky, která je spojena s oběžným kolem pomocí čtyř šroubů. Tímto pevným šroubovým spojením vzniká velký neodpružený celek. Tento neodpružený celek je zdrojem příčin vzniku nadměrných vibrací a zvýšené hlučnosti. Zvýšení hodnot vibrací a hluku nepříznivě ovlivňuje jak parametry motoru (hluk, vibrace) tak životnost součástí motoru (ložiska). Tento problém by měla odstranit nová konstrukce části chlazení.

Vznik nadměrných vibrací a hluku způsobuje:

- výrobní nepřesnosti součástí chladicí soustavy (např. chybně vyvážené oběžné kolo)
- poškození součástí vlivem provozu (např. poškození lopatek oběžného kola)
- nesprávně obrobené funkční plochy náhonu ventilátoru a oběžného kola.

Vybrané komponenty bylo nutno konstrukčně upravit z důvodu:

- vyšší životnosti ložisek náhonu ventilátoru,
- snížení vibrací vzniklé výrobními nepřesnostmi,
- snížení hluku.

2.1.Stanovení rozsahu úprav

Konstrukční stav rozváděcího kola, oběžného kola a nábojky se vlivem konstrukčních úprav razantně změnil. Tyto úpravy byly provedeny s cílem zlepšení problémů, které se dosud vyskytovaly. Rozváděcí kolo, oběžné kolo a nábojka se konstrukčně upravily tak, aby se tyto nové díly daly snadno zaměnit bez jakékoliv další větší úpravy místo stávající konstrukce, která se používá na současně vyráběných motorech EURO IV, V. Jelikož rozdíly v konstrukci motorů EURO I (T3B-928-10) až EURO V (T3D-928-30) je téměř stejná, může se nové uložení oběžného kola montovat i na tyto motory. U rozváděcího kola se musel konstrukčně změnit jeho náboj. Další části rozváděcího kola zůstaly stejné.



Obr. 2.1 Rozváděcí kolo ventilátoru (stávající stav)

Rozváděcí kolo má schopnost navádět proud vzduchu na lopatky oběžného kola. Při konstrukci nového uložení jsem musel zachovat stejnou mezeru mezi nábojem rozváděcího kola a nábojem oběžného kola. Pokud by se stalo, že se tato mezera zmenší, mohlo by dojít k zadíráání nábojů rozváděcího a oběžného kola. Pokud by nastal opak, tedy zvětšení mezery mezi náboji, došlo by k snížení účinnosti ventilátoru což by mělo za následek špatné chlazení motoru a následně jeho zadření. Mezera mezi náboji se pohybuje v mezích 2-3 mm.



Obr. 2.2 Nábojka (stávající stav)

Tato nábojka náhonu ventilátoru se nachází na hřídeli náhonu ventilátoru, kde je zajištěna maticí. Na tuto nábojku je přišroubováno oběžné kolo ventilátoru pomocí 8 šroubů M6x25. Konstrukce nábojky nebylo možno jakkoli upravit, proto byla navrhnutá a vyrobena zcela jiná konstrukce viz.kapitola 3. Tato nábojka byla velkým zdrojem problému. Velká výrobní nepřesnost měla za následek přidírání oběžného kola o plášť ventilátoru. Nábojka se při montáži dotahuje maticí na moment 70 Nm. Tento moment je nutné dodržet, neboť nastaly případy kdy se oběžné kolo s nábojkou uvolnily a došlo k havárii těchto dílů. Nová konstrukce s tímto nebude mít problém.



umístění nábojky oběžného kola na náhonu ventilátoru
vstup oleje z hlavního mazacího kanálu motoru

3.Konstrukční úpravy vybraných komponentů

V této kapitole jsem řešil konstrukční úpravy vybraných komponentů chlazení motoru. Při novém konstrukčním řešení jsem se snažil upravovat pouze nezbytné díly chlazení. Tím jsem chtěl dosáhnout co nejmenší náklady na modernizaci chlazení motoru. Při řešení nové konstrukce chlazení (konstrukce rozváděcího kola, nábojky a nábojky rozváděcího kola) jsem se snažil upravit díly tak, aby se tato nová konstrukce dala montovat do motorů se starým konstrukčním provedením.

Konstrukčně se upravily tyto díly:

- nábojka náhonu ventilátoru viz. obr. 3.1, obr. 3.2.
- rozváděcí kolo ventilátoru
- oběžné kolo ventilátoru
- nábojka rozváděcího kola viz. obr. 3.3, obr. 3.4.

3.1. Konstrukční úprava nábojky náhonu ventilátoru

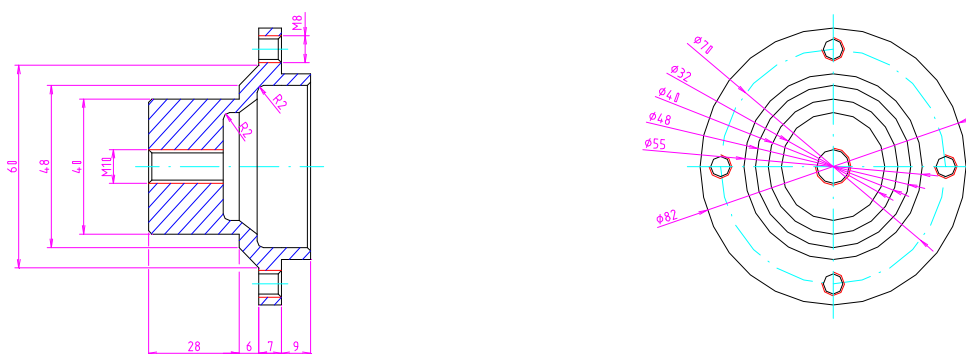
Na obr. 3.1 je nová konstrukce nábojky ventilátoru. Tato konstrukce má zajistit snížení vibrací a hluku celé konstrukční skupiny chlazení motoru. Dále má zajistit delší životnost ložisek a snížit namáhání hřídele náhonu ventilátoru. Na vyčnívající tyčky, které vedou z nábojky se při montáži namontovaly pryžové válečky. Na tuto smontovanou nábojku se nasune komplet složený z rozváděcího kola, oběžného kola a nábojky rozváděcího kola.

3.2. Konstrukční provedení nábojky rozváděcího kola

Nábojka rozváděcího kola je zcela nová součást nového uložení oběžného kola. Tato nábojka je uložena v rozváděcím kole tak, aby veškeré působící síly vzniklé od hmotnosti oběžného kola přenášela právě tato nábojka. Stará konstrukce uložení oběžného kola tuto nábojku neměla. Tato nábojka je nezbytně nutná, protože zabezpečuje uchycení a uložení oběžného kola ventilátoru. Pomocí této nábojky, která je uložena ve dvou kuličkových ložiscích 6008 zabezpečuje otáčení oběžného kola ventilátoru. Na obr. 3.4. je zobrazen konstrukční výkres nábojky rozváděcího kola a na obr. 3.3. je zobrazena vyrobená nábojka. Konstrukce nábojky je navrhnutá tak, aby hmotnost byla co nejmenší z důvodu snížení sil působících na ložiska v náboji rozváděcího kola. Výkresová dokumentace viz. přílohy (výkres nábojka rozváděcího kola).



Obr. 3.3 Nábojka rozváděcího kola (nová)



Obr. 3.4 Nábojka rozváděcího kola (nová)

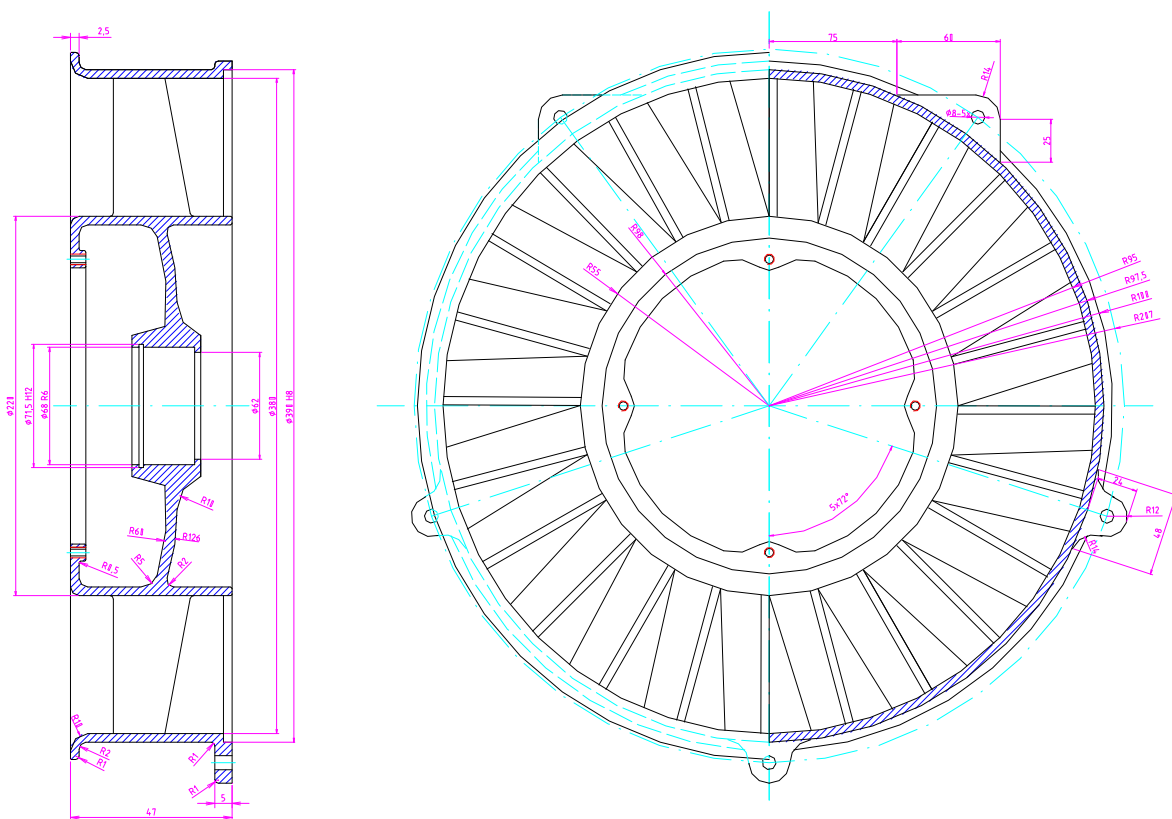
3.3. Konstrukční úprava rozváděcího kola

U rozváděcího kola se konstrukčně změnil jeho náboj. Nová konstrukce vyžaduje, aby oběžné kolo bylo připevněno k rozváděcímu. Proto se zkonstruovalo nové uložení oběžného kola. Staré uložení oběžného kola je provedeno tak, že oběžné kolo je namontováno na nábojce náhonu ventilátoru. Tato konstrukce se projevila jako nežádoucí z důvodu namáhání ložisek náhonu ventilátoru což mělo za následek jejich malou životnost. Nová konstrukce uložení oběžného kola je navrhnutá tak, aby nezatěžovala ložiska náhonu ventilátoru.

Oběžné kolo je upevněno pomocí 4 šroubů M6x25 k nábojce rozváděcího kola obr. 3.4., které je uloženo ve dvou ložiscích 6008 v rozváděcím kole obr. 3.5. Kompletace této konstrukce je zobrazena na obr. 3.7. Toto rozváděcí kolo se skládá ze dvou částí. Jednu část tvoří náboj s lopatkami a druhou část tvoří věnec. Při montáži se postupuje tak, že se náboj s lopatkami nahřeje na předepsanou teplotu což je 100°C a při této teplotě se provede nalisování těchto dvou částí.

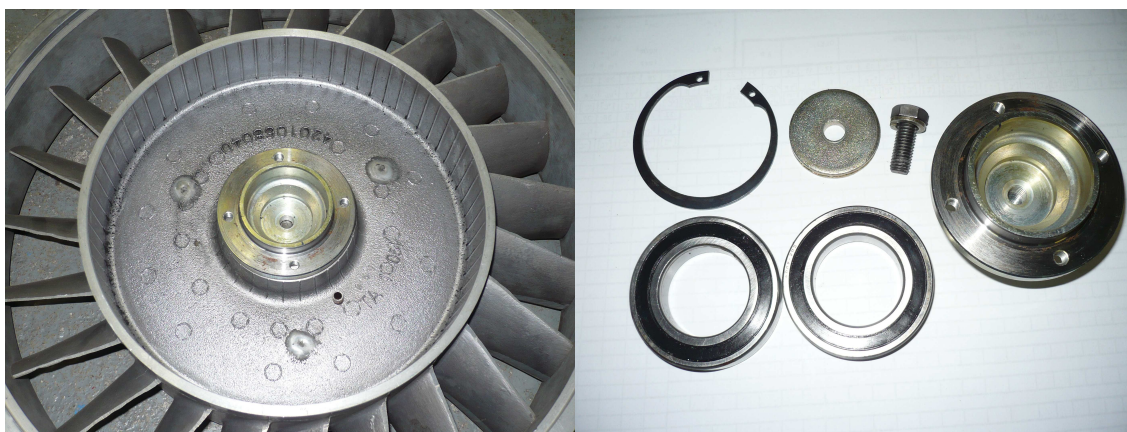


Obr. 3.5 Rozváděcí kolo (nové)



Obr. 3.6 Rozváděcí kolo (nové)

3.4. Kompletace rozváděcího kola



Obr. 3.7 Kompletace rozváděcího kola (nového)

Na obr. 3.7. jsou zobrazeny součásti, které jsou nezbytné pro montáž nábojky rozváděcího kola. Mezi nezbytné součásti patří:

- 2 ks ložisek 6008
- podložka 13 ČSN 02 1703.11
- pojistný kroužek 72 ČSN 02 2931
- šroub M10 x 30



Obr. 3.8 Smontovaný komplet

3.4.1. Montážní postup sestavy

- rozváděcí kolo položit pod montážní lis tak, aby otvor pro ložiska byl směrem vzhůru
- otvor rozváděcího kola potřít montážním tukem
- lisovat 2 ks ložisek 6008
- nalisované ložiska zajistit pojistným kroužkem 72 ČSN 02 2931
- rozváděcí kolo otočit o 180° a do ložisek nalisovat nábojku rozváděcího kola
- rozváděcí kolo otočit o 180° a namontovat šroub M 10 x 30 s podložkou 13 ČSN 02 1703.11
- šroub dotáhnout na moment 40 Nm
- rozváděcí kolo otočit o 180° a na nábojku rozváděcího kola namontovat oběžné kolo pomocí 4 ks šroubu M 6 x 15
- šrouby M 6 x 15 dotáhnout na moment 40 Nm.

4. Ověření vlivu provedených úprav

Provedené úpravy v uložení oběžného kola jsem změřil na pracovišti zkušebny vzduchotechniky. Na zkušebním zařízení popis viz. kapitola 4.1. jsem provedl zkoušku nového a starého konstrukčního řešení.

Pracoviště zkušebny se skládá ze tří zkušebních stavů:

- První zkušební stav slouží k měření náhonu ventilátoru, měření jeho vibrací a jeho hluku. Dále na tomto stavu se zkouší tlak ventilátoru.
- Druhý zkušební stav slouží k měření účinnosti oběžných kol a rozváděcích kol ventilátoru.
- Třetí zkušební stav slouží k měření účinnosti olejových chladičů, výměníku topení, chladičů plnicího vzduchu.

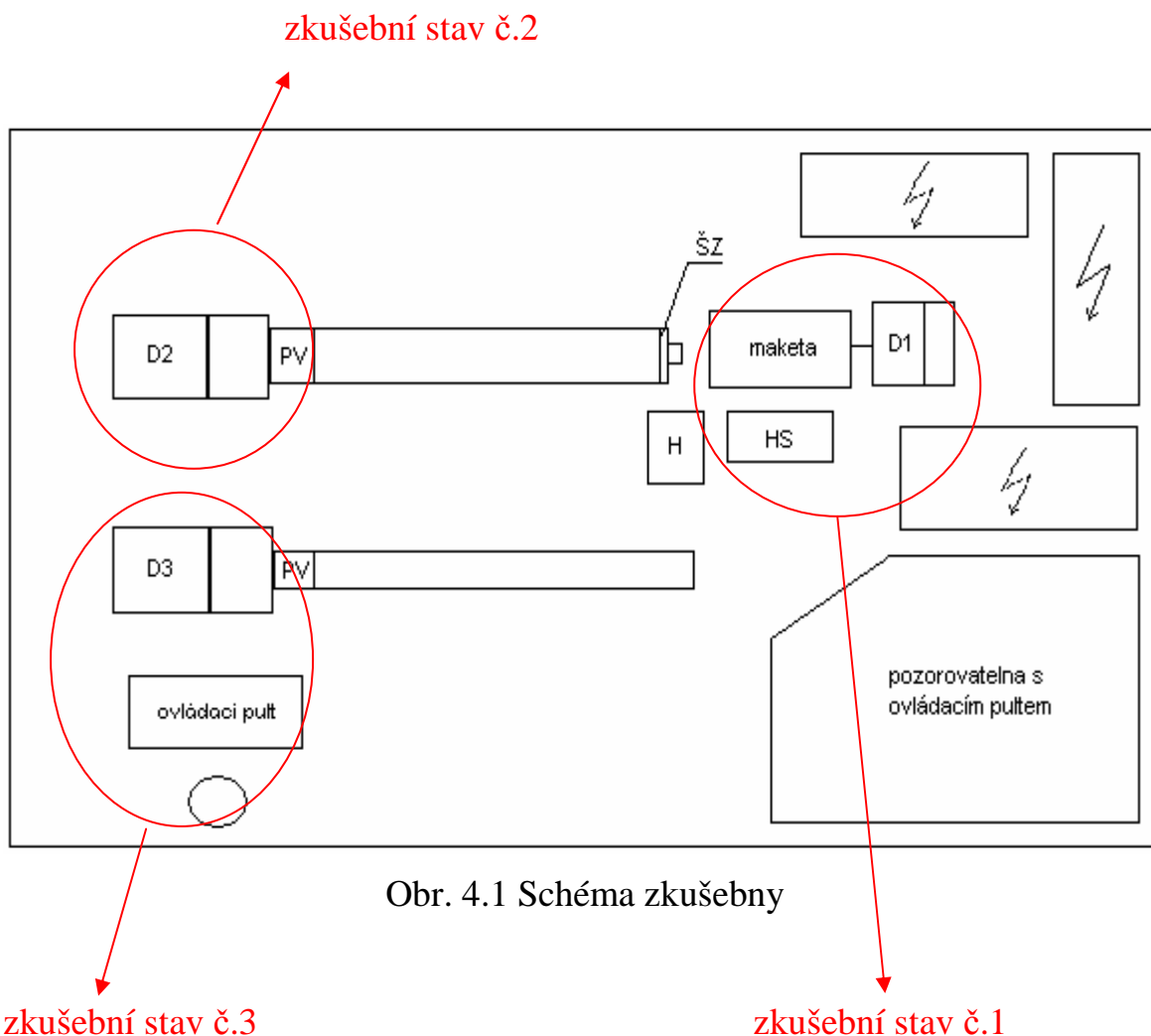
Pro naše měření byl použit zkušební stav č.1. tj. maketa motoru. Na tomto stavu jsem provedl veškeré měření, které jsou nezbytné k porovnání dvou uložení oběžných kol. Na tomto zkušebním se změřily hodnoty vibrací a hodnoty hluku. Dále jsem zjistil, jak se chová náhon ventilátoru při změně uložení oběžného kola. Měřené veličiny a jejich výsledné hodnoty jsou zobrazeny v tab 1 a tab 2.

4.1. Schéma vzduchotechnické laboratoře:

Na obr. 4.1. je vyznačeno schématické uspořádání popisovaného zkušebního zařízení pro zkoušení chladicí soustavy motorů.

Zařízení se skládá:

- D_1 – dynamometr DS 736 4/V – pro pohon ventilátoru zkoušeného motoru
- ZM – zkoušený motor nebo maketa motoru
- M_t – měřící trať nasávaného chladicího vzduchu ventilátorem zkoušeného motoru průměr 450 mm – původní.
- D_2 – dynamometr DS 736 4/V pro pohon pomocného ventilátoru – PV
- PV – pomocný ventilátor pro vyrovnání tlakových ztrát měřící trati - M_t
- Hs – hydraulická souprava oleje OMV TRUCK pro olejový okruh ventilátoru
- H – měřidlo průtoku oleje pro ventilátor
- ŠZ – škrtkové zařízení, pro změnu tlaku v trati průměr 450 mm



4.2. Popis měřících zařízení:

V této kapitole je uvedeno jaké veličiny a jejich hodnoty se na daných zařízeních měří. Tyto naměřené hodnoty se zaznamenávají na zkušební protokol.

Dynamometr D_1 : - měření otáček brzdy

- měření kroutícího momentu na hřídeli brzdy

zkoušený motor (maketa motoru): - otáčky oběžného kola ventilátoru

- tlak chladícího vzduchu za ventilátorem
- průtok oleje hydraulickou spojkou ventilátoru
- teplota oleje pro hydraulickou spojku ventilátoru
- tlak oleje na vstupu do ventilátoru

měřící trať: - statický tlak vzduchu za ventilátorem snímač DC 2204

- teplota vzduchu za ventilátorem
- diferenční tlak vzduchu na měřící cloně – snímač EC 2204

dynamometr D_2 : - otáčky pomocného ventilátoru

- kroutící moment na hřídeli dynamometru

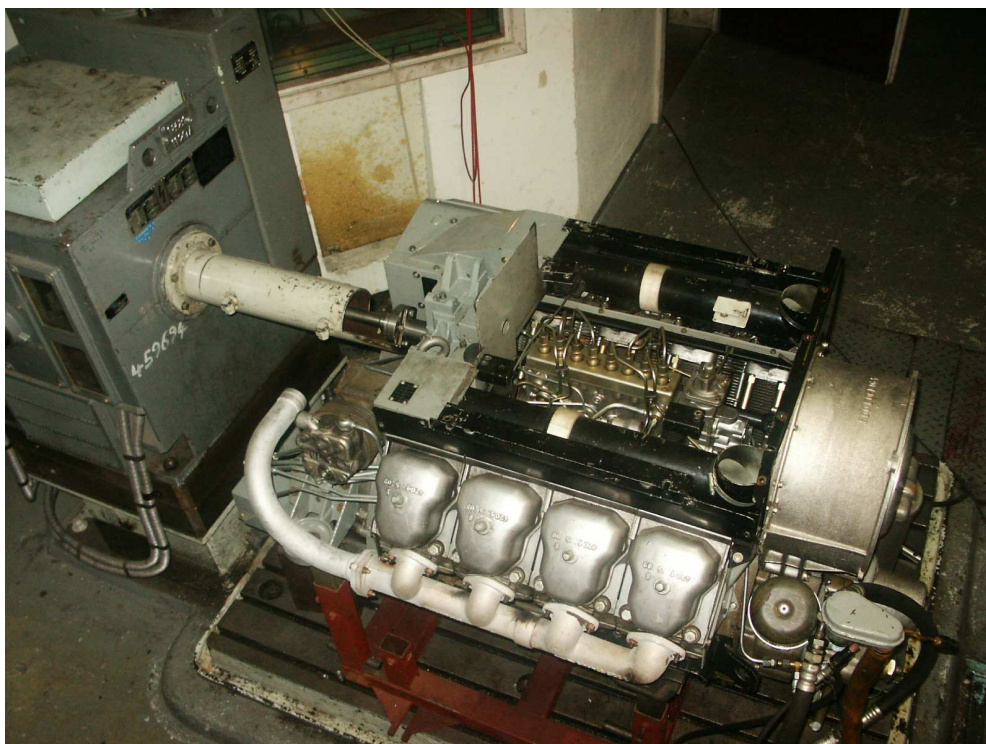
Snímané veličiny jsou zpracovány a přenášeny do hlukově odděleného měřicího a ovládacího prostoru obsluhy. Odtud je prováděn i start a ovládání dynamometrů D_1 a D_2 z ovládacího pultu.

4.3. Měření náhonu ventilátoru (skluz)

V následující kapitole je detailně popsán postup při měření skluzu kapalinové spojky náhonu ventilátoru.

4.3.1. Popis měřicího zařízení pro zkoušku náhonu ventilátoru:

Upravený motor (maketa), který se upevňuje na základovou desku dynamometru D_1 . Úprava motoru představuje demontáž ozubeného kola zajišťující náhon ventilátoru od hřídele vstřikovacího čerpadla. Úprava umožňuje provozovat pouze ventilátor pomocí náhonového hřídele pohonu alternátoru. Propojením dynamometru D_1 se zmíněným náhonovým hřídelem je zajištěno otáčení ventilátoru při současném měření příkonu pro chlazení motoru. Pro zajištění funkce kapalinové spojky ventilátoru je pomocí pryžových hadic připojena hydraulická souprava HS s průtokovým měřičem množství oleje KUPPERS, typ MH19E.



Obr. 4.2 měřicí zařízení

4.3.2. Metodika zkoušky náhonu ventilátoru

Postup měření a vyhodnocení je shodný u všech zkoušených náhonů ventilátoru. Při montáži náhonu ventilátoru na maketu motoru se provede záběh. Záběh je realizován postupy, které jsou omezeny jak časově tak otáčkami:

- 5 min. při otáčkách oběžného kola 1500 min^{-1} .
- 10 min. při otáčkách oběžného kola 2500 min^{-1} .
- 10 min. při otáčkách oběžného kola 4000 min^{-1} .

4.3.3. Podmínky měření skluzu a příkonu do kapalinové spojky:

- Teplota oleje 80°C .
- Průtok oleje $5 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$.
- Měření provádět při otáčkách oběžného kola 1000, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000 a 4500 min^{-1} .
- Plný průtok oleje do kapalinové spojky.

Tyto veličiny se musí neustále udržovat v zadaných hodnotách. Jakákoliv změna nám skresluje měření.

Měřená místa:

n_{ok} (min^{-1}) – otáčky oběžného kola.

n_{brz} (min^{-1}) – otáčky náhonu ventilátoru od dynamometru.

P (Nm) – příkon do kapalinové spojky.

p_v (1 : 1 mmHg) – tlak ventilátoru.

p_o (Pa) – tlak oleje do kapalinové spojky.

V_o ($\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$) – průtok oleje do kapalinové spojky.

t_v ($^{\circ}\text{C}$) – teplota vzduchu před ventilátorem.

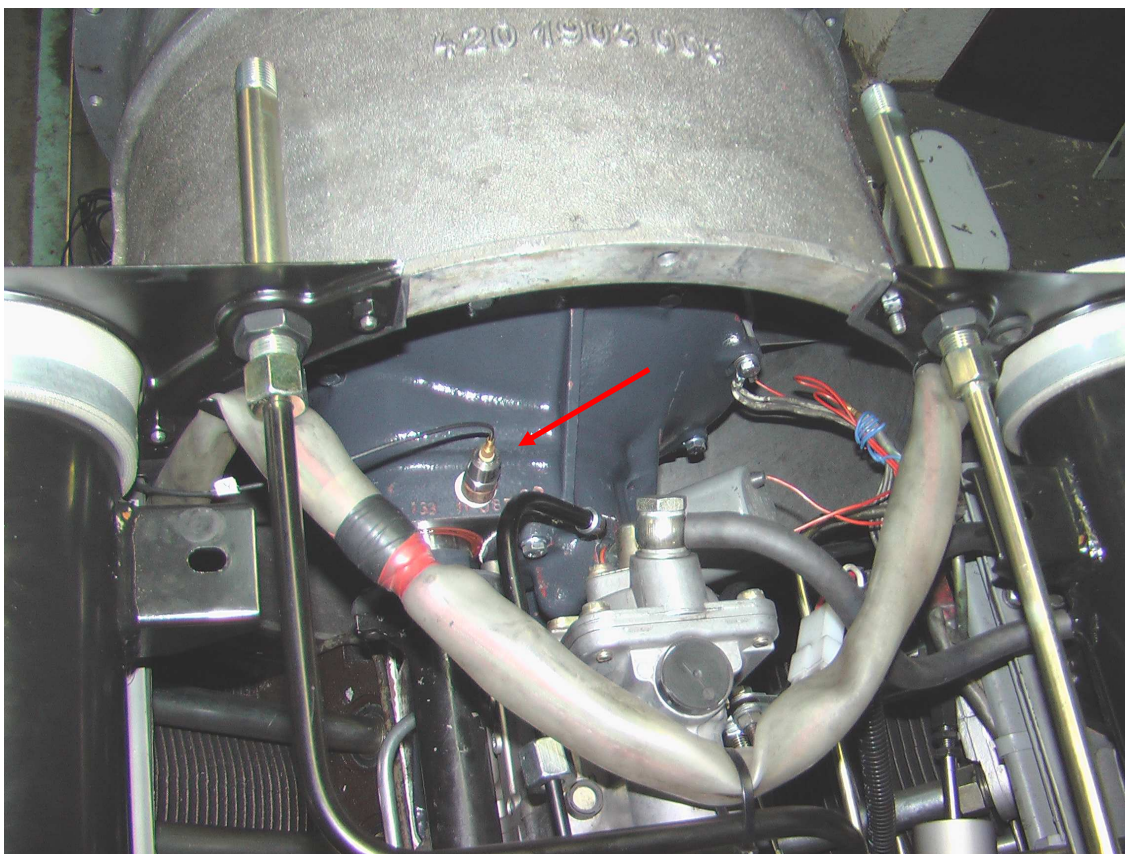
t_o ($^{\circ}\text{C}$) – teplota oleje do kapalinové spojky.

Přístroje pro měření skluzu a příkonu do kapalinové spojky:

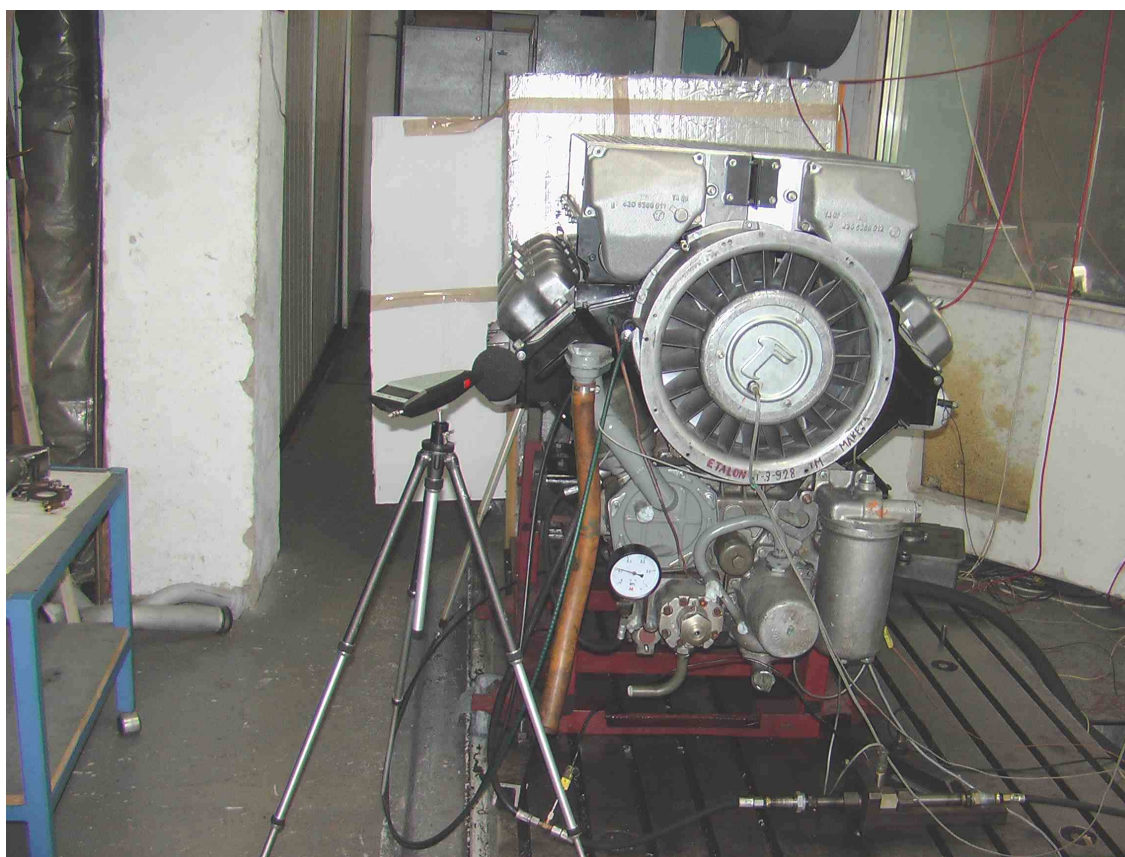
- optický snímač otáček TATRA.
- měřič kmitočtu a otáček PC01 – 0594
- dynamometr DS 736.
- turbínové měření průtoku oleje KUPPERS, typ MH19E.
termočlánky typ K.

4.3.4. Měření skluzu hydraulické spojky

Vybudované zkušební zařízení je schopno měřit velikosti skluzů hydraulické spojky v celém otáčkovém a výkonovém rozsahu, jestliže zkoušená spojka je umístěná v konzole ventilátoru zkoušeného motoru. Pro zkoušky ventilátorů a spojek proudí spojkou pracovní olej. Olej dodává do spojky hydraulická souprava, která je uzpůsobena pro ohřev oleje na požadovanou teplotu. Množství oleje do spojky je měřeno pomocí průtokoměru KUPPERS typ MH19E, u něhož minutový průtok oleje je dálkově přenášen na digitální displej čítače. Množství průtoku oleje je možno plynule regulovat regulačním jehlovým ventilem. Při měření skluzu spojky se dále měří vibrace nohy ventilátoru a hluk celé chladicí soustavy (hluk náhonu ventilátoru, hydraulické spojky, oběžného kola). Vibrace nohy ventilátoru se měří pomocí akcelerometru, který je umístěn na obr. 4.3. Hluk celé chladicí soustavy se měří pomocí zvukoměru, který je umístěn na obr. 4.4.



Obr. 4.3 Umístění akcelerometru při měření vibrací náhonu ventilátoru



Obr. 4.4 Měření hluku náhonu ventilátoru – umístění zvukoměru

4.4. Měření náhonu ventilátoru (hluk a vibrace)

V následující kapitole je detailně popsán postup měření, měřící zařízení a metodika zkoušky vibrací a hluku komponentů chladicí soustavy.

4.4.1. Popis měřícího zařízení

Měření probíhá na zkušebně vzduchotechniky na maketě motoru T3D-928. Měří se současně i hluk (šíkmo ve vzdálenosti 50 cm od přední části motoru) a vibrace (snímač nalepen na náhonu ventilátoru).

Měřící zařízení

Hluk	- zvukoměr BaK 2239
Vibrace	- akcelerometr BaK 4384, nábojový předzesilovač BaK 2626
Záznamové zařízení	- měřicí karta Udaq 1416AS, PC Panasonic CF19
Vzorkovací frekvence	- 16 384 Hz
Vyhodnocovací software	- Signal Analyzer (Prof. Tůma, VŠB-TU Ostrava)

4.4.2. Metodika měření vibrací a hluku

Měření probíhá ve dvou režimech:

- při zatíženém náhonu (plný průtok oleje do kapalinové spojky) v rozmezí otáček oběžného kola 1000 – 4500 min⁻¹
- při nezatíženém náhonu (přívod oleje do kapalinové spojky zastaven) v odpovídajícím rozmezí otáček náhonu 644 – 2899 min⁻¹ (oběžné kolo je volně unášeno)

Měření bylo prováděno ve formě záznamu časových signálů hluku a vibrací v délce trvání 15,7 sekund. Ze zaznamenaných časových signálů byla následně vytvořena frekvenční spektra pomocí tzv. rychlé Fourierovy transformace FFT. Pro znázornění ve frekvenčním rozsahu 6400 Hz byla použita 800 čárová frekvenční spektra.

Poznámka

Při frekvenční analýze se vychází z tzv. Shannon – Kotelnikova teorému. Tj. vzorkovací frekvence musí být minimálně dvakrát vyšší, než je frekvenční rozsah požadovaný pro vyhodnocení měření. Většina používané přístrojové techniky odvozuje volbu vzorkovacích frekvencí od druhé mocniny 2 (dvojková soustava). K zamezení výskytu falešných frekvencí ve frekvenčních spektrech tzv. aliasing je nutno při záznamu dat použít frekvenční filtraci, která ořízne frekvence vyšší než je tzv. Nyquistova frekvence. Využitelný frekvenční rozsah je obvykle 2,56-krát nižší než je vzorkovací frekvence.

V našem případě bylo vycházeno z frekvenčního rozsahu 6400 Hz, který by měl být pro zhodnocení přínosu upraveného oběžného kola dostatečný. Tomu odpovídá následující vzájemný vztah vzorkovací frekvence a frekvenčního rozsahu zobrazeného ve frekvenčních spektrech

$$16\,384\text{ Hz} / 2,56 = 6\,400\text{ Hz}.$$

Ve skutečnosti je vodorovná osa přiložených spekter do 6404 Hz, odchylka byla způsobena mírnou nepřesností nastavené vzorkovací frekvence v PC.

5. Vyhodnocení měření

V této kapitole jsem uvedl vzorce potřebné k výpočtu skluzu a příkonu do kapalinové spojky náhonu ventilátoru. Provedl jsem výpočty životnosti ložisek náhonu ventilátoru a uložení oběžného kola. Vyhodnotil jsem měření hluku a vibrací ve dvou měřených režimech (plný průtok oleje a zastavený průtok oleje).

5.1. Popis měření sériového a upraveného stavu ve všech měřených režimech (plný průtok oleje a zastavený průtok oleje)

V této podkapitole jsem popsal chování obou uložení oběžných kol v měřených režimech.

Plný průtok oleje do kapalinové spojky

Hluk

Při plném průtoku oleje do kapalinové spojky pracuje oběžné kolo ventilátoru chlazení v zatíženém stavu. Hluk je tvořen především hlukem oběžného kola, prouděním vzduchu ventilátorem a následně maketou motoru. Ve frekvenčních spektrech můžeme nalézt složky odpovídající lopatkovým frekvencím oběžného kola.

Pro otáčky oběžného kola 4500 min^{-1} je možno lopatkové frekvence oběžného kola vypočítat dle následujícího vztahu :

$$f_L = \frac{n_{ok}}{60} \cdot p_l = \frac{4500}{60} \cdot 11 = 825 \text{ Hz} \quad [4.4.1]$$

f_Llopatková frekvence [Hz]

n_{ok}otáčky oběžného kola [min^{-1}]

p_lpočet lopatek oběžného kola [-]

Pro otáčky oběžného kola 4500 min^{-1} pak frekvenční spektrum obsahuje základní lopatkovou frekvenci a její násobky (harmonické frekvence) 825, 1650, 2475, 3300, 4125, 4950, 5775 ... Hz.

Přínos upraveného oběžného kola se projevil snížením hluku zejména do otáček cca 2000 min^{-1} , kdy hluk od proudění vzduchu nenabývá takové intenzity. Při použití upraveného oběžného kola došlo k omezení vybuzení vyšších harmonických lopatkových frekvencí oběžného kola ve frekvenční oblasti 2000 – 3200 Hz a k potlačení subjektivně nepříjemného „pískavého“ zvuku.

Vibrace

Vibrace, měřené přímo na náhonu ventilátoru, jsou při plném průtoku oleje do kapalinové spojky, tj. při zatížení ozubeného soukolí tvořeny především zubovými frekvencemi soukolí náhonu. Pro otáčky oběžného kola 4500 min^{-1} je nejvýraznější složkou frekvenčního spektra vibrací zubová frekvence 2255 Hz a její druhá harmonická složka 4510 Hz, viz následující výpočet:

$$f_z = \frac{n_{hk}}{60} \cdot z_{hk} = \frac{3147}{60} \cdot 43 = 2255 \text{ Hz} \quad [4.4.2]$$

$$n_{hk} = \frac{n_{ob}}{i_p} = \frac{4500}{1,43} = 3147 \text{ min}^{-1} \quad [4.4.3]$$

f_z zubová frekvence [Hz]

n_{hk} otáčky hnacího kola [min^{-1}]

z_{hk} počet zubů hnacího kola [-]

Přínos upraveného oběžného kola se na vibracích projevil především při vyšších otáčkách náhonu snížením druhé harmonické složky zubové frekvence náhonu (4510 Hz pro otáčky oběžného kola 4500 min^{-1}).

Při plném průtoku oleje do kapalinové spojky jsou vibrace a potažmo hluk náhonu ukryty v pozadí hlukového spektra (hluku od oběžného kola) a na celkovém hlukovém projevu se výrazněji neprojeví.

Průtok oleje do kapalinové spojky zastaven

Hluk

Při zastaveném průtoku oleje do kapalinové spojky je oběžné kolo ventilátoru chlazení pouze volně unášeno. Soukolí náhonu je zatíženo minimálně a dochází k nepravidelnému záběru a k vzájemnému narážení zubů tzv. „rattlingu“ ozubených kol. Vibrace od vzájemných nárazů zubů ozubených kol se přenášejí do oběžného kola odkud jsou vyzařovány ve formě různých rušivých zvuků označovaných jako „klinkání“ ventilátoru. Ve frekvenčních spektrech hluku se tyto nárazy projeví širokopásmovým zvýšením hluku v oblastech od cca 4000 do 6000 Hz.

Vibrace

Při zastaveném průtoku oleje do kapalinové spojky jsou zubové záběrové frekvence ve frekvenčních spektrech málo výrazné a rozmazané. To je způsobeno nepravidelným chodem při malém zatížení soukolí náhonu. Pro otáčky náhonu 2899 min^{-1} by se základní zubová frekvence soukolí náhonu měla pohybovat v příslušném frekvenčním spektru v okolí frekvence 2184 Hz. Základní frekvence je méně výrazná s řadou postranních pásem.

Plný průtok oleje do kapalinové spojky

Při použití upraveného oběžného kola nedochází při nižších otáčkách oběžného kola, do cca 2000 min^{-1} , k vybuzení vyšších harmonických složek lopatkových frekvencí oběžného kola, projevujících se „pískavým“ zvukem. Potlačením tohoto pískavého zvukového projevu došlo na otáčkách oběžného kola 1500 min^{-1} k poklesu hluku až o 5.1 dB(A).

Průtok oleje do kapalinové spojky zastaven

Při tomto režimu je oběžné kolo pouze unášeno. Protože přenos vibrací z náhonu byl vlivem úpravy oběžného kola částečně přerušeno, došlo ke snížení vyzařování hluku z oběžného kola. To se příznivě projevilo výrazným omezením rušivých hlukových projevů ventilátoru označovaným jako „klinkání ventilátoru“.

Absolutně pak bylo vlivem úpravy oběžného kola zaznamenáno snížení hluku od 0.6 po 5.5 dB(A).

Měření bylo provedeno v prostorech pracoviště vzduchotechniky Tatra, a.s. Jednalo se o akusticky neupravený prostor s rozmístěným technologickým zařízením (zkušební tratě). Strop a stěny pracoviště byly částečně obloženy zvukopohltivým materiálem na bázi skelných vláken, který byl překryt děrovanými hliníkovými profily „Feal“. Maketa motoru T3D-928 byla poháněna dynamometrem DS 736, hluk kterého byl částečně odcloněn vrstveným akustickým materiálem s obchodním názvem Isomat o tloušťce 3 cm.

Hluk pozadí v měřeném místě se při zapnutém dynamometru pohyboval okolo 75 dB(A).

V tabulkách 1 a 2 jsou uvedeny výsledné hodnoty příkonu a skluzu kapalinové spojky původní konstrukce a nové konstrukce uložení oběžného kola. Měřením a následným vyhodnocením jsem zjistil, že rozdíl mezi starým a novým provedením není téměř žádný což je pro nás vyhovující. Záměrem úprav nebylo změnit vlastnosti náhonu ventilátoru a oběžného kola tzn. (příkon do kapalinové spojky, tlak ventilátoru, skluz kapalinové spojky). Z výsledků je tedy patrné, že změna konstrukce uložení oběžného kola nemá vliv na vlastnosti náhonu ventilátoru a oběžného kola.

5.2. Výpočty k určení parametrů náhonu ventilátoru

K výpočtu skluzu a příkonu do kapalinové spojky náhonu ventilátoru jsem použil následující vztahy.

$$i_p = \frac{z_2}{z_1} [-] \quad [5.2.1]$$

i_p – převodový poměr [-]

z_2 – počet zubů hnacího kola

z_1 – počet zubů hnaného kola

$$n_{ks} = n_b \cdot i_p [\text{min}^{-1}] \quad [5.2.2]$$

n_b – otáčky brzdy [min^{-1}]

n_{ks} – otáčky kapalinové spojky ze strany náhonu ventilátoru [min^{-1}]

$$S_s = \frac{n_{ks} - n_{ok}}{n_{ok}} \cdot 100 [\%] \quad [5.2.3]$$

S_s – skluz kapalinové spojky [%]

n_{ok} – otáčky oběžného kola [min^{-1}]

$$P_s = \frac{n_b \cdot M_t}{9549,3} [\text{kW}] \quad [5.2.4]$$

M_t – točivý moment [N.m]

P_s – příkon do kapalinové spojky [kW]

Tab. 1 Vypočítané hodnoty náhonu ventilátoru a oběžného kola

	série	upravený	série	upravený	série	upravený
Otáčky oběžného kola	Otáčky náhonu od dynamometru		Otáčky kapalinové spojky ze strany náhonu ($n_{\text{nah}} \times \text{převod } 1,43$)		Příkon do kalinové spojky	
(min^{-1})	(min^{-1})	(min^{-1})	(min^{-1})	(min^{-1})	(kW)	(kW)
1000	755	756	1080	1081	0,39	0,38
1500	1133	1133	1620	1620	1,03	1,04
2000	1513	1511	2164	2161	2,27	2,25
2500	1890	1890	2703	2703	4,16	4,14
3000	2270	2269	3246	3245	7,18	7,13
3500	2652	2652	3792	3792	7,08	11,3
4000	3034	3033	4339	4337	16,9	16,8
4500	3416	3414	4885	4882	24	23,85

Tab. 2 Vypočítané hodnoty náhonu ventilátoru a oběžného kola

	série	upravený
Otáčky oběžného kola	Skluz kapalinové spojky	
(min^{-1})	(%)	(%)
1000	8	8,1
1500	8	8
2000	8,2	8
2500	8,1	8,1
3000	8,2	8,2
3500	8,4	8,4
4000	8,5	8,4
4500	8,6	8,5

Příklad výpočtu:

Pro názornost jsem uvedl výpočet sériového ventilátoru (staré uložení oběžného kola) při otáčkách oběžného kola = 1000 min^{-1}

$$Z_1 = 43 \text{ zubů}$$

$$Z_2 = 30 \text{ zubů}$$

Z počtu zubů hnacího - z_2 a hnaného - z_1 kola vypočítáme převodový poměr i_p .

$$i_p = \frac{z_2}{z_1} = \frac{43}{30} = 1,43$$

Z převodového poměru i_p a otáček brzdy n_b vypočítáme otáčky kapalinové spojky n_{ks} .

$$n_b = 755 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{ks} = n_b \cdot i_p = 755 \cdot 1,43 = 1080 \text{ min}^{-1}$$

Z otáček kapalinové spojky n_{sk} a otáček oběžného kola n_{ok} .

$$s_s = \frac{n_{ks} - n_{ok}}{n_{ok}} \cdot 100 = \frac{1080 - 1000}{1000} \cdot 100 = 8 \%$$

Z otáček brzdy n_b a točivého momentu M_t vypočítáme příkon do kapalinové spojky P .

$$P = \frac{n_b \cdot M_t}{9549,3} = \frac{755 \cdot 4,9}{9549,3} = 0,39 \text{ kW}$$

V tab 1 a 2 jsou vypočítány hodnoty náhonu ventilátoru od 1000 do 4500 min^{-1} .

5.3. Obecný výpočet životnosti ložiska

Životnost valivého ložiska rozumíme počet otáček, které ložisko vykoná (nebo dobu chodu při dané frekvenci otáčení), než se objeví první známky únavy materiálu na valivých tělesech nebo oběžných drahách. Praktické zkoušky ukazují, že životnost zcela stejných ložisek při stejných provozních podmínkách značně kolísá. Aby bylo možné za těchto okolností používat jednotný způsob výpočtu valivých ložisek, byla pro účely posuzování životnosti ložisek zavedena takzvaná základní životnost.

Základní životnost valivých ložisek je životnost, kterou dosáhne nebo překročí 90% stejných ložisek při stejných provozních podmínkách, jestliže je použito běžně užívaného materiálu, dosaženo běžné výrobní kvality a ložisko pracuje za normálních podmínek provozu. Základní životnost je definována rovnic:

$$L_h = \left(\frac{C}{F_e} \right)^p [\text{min}^{-1}] \quad L_h = \left(\frac{C}{F_e} \right) \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} [h] \quad [5.3.1]$$

C – základní dynamická únosnost ložiska [N]

F_e – ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [N]

n – frekvence otáčení ložiska [min^{-1}]

p – exponent (pro kuličková ložiska $p=3$)

$$F_e = X \cdot F_r + Y \cdot F_a [N] \quad [5.3.2]$$

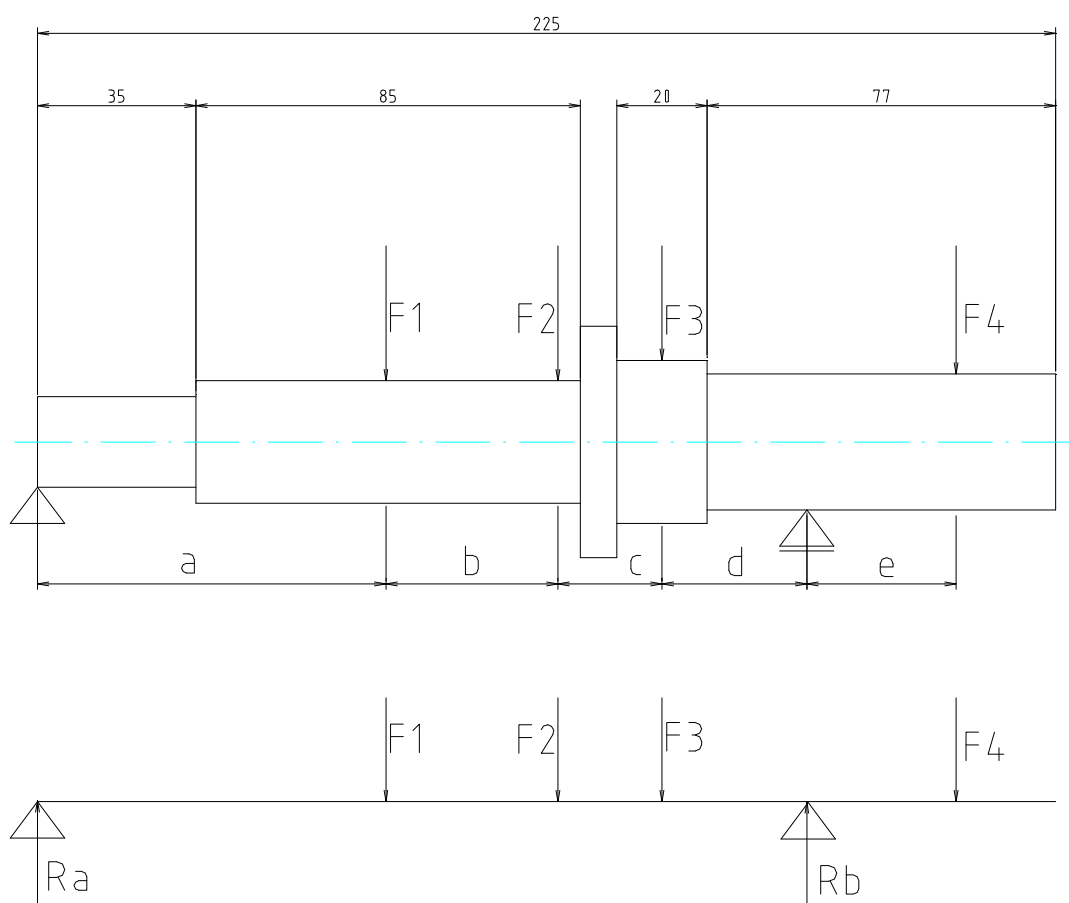
F_r – radiální složka skutečného zatížení [N]

F_a – axiální složka skutečného zatížení [N]

X – koeficient radiálního dynamického zatížení

Y – koeficient axiálního dynamického zatížení

5.3.1. Výpočet životnosti ložisek - sériový stav uložení oběžného kola



Síly F_1, F_2, F_3, F_4 jsem zjistil pomocí součástí, které jsou v daném místě na hřídeli umístěny. Tyto součásti se z hřídele demontovaly a zvažily.

$$F_1 = 280N$$

$$F_2 = 560N$$

$$F_3 = 580N$$

$$F_4 = 450N$$

$$a = 77mm$$

$$b = 38mm$$

$$c = 23mm$$

$$d = 32mm$$

$$e = 33mm$$

Nyní sestavíme rovnice rovnováhy a vypočítáme reakce.

podmínky rovnováhy:

$$\sum F_{ix} = 0 \quad 0 = 0$$

$$\sum F_{iy} = 0 \quad R_a - F_1 - F_2 - F_3 - F_4 + R_b = 0 \Rightarrow$$

$$R_a = 580 + 560 + 450 + 280 - 1514 = 356N$$

$$\sum M_i = 0 \quad -F_1 \cdot a - F_2 \cdot (a+b) - F_3 \cdot (a+b+c) - F_4 \cdot (a+b+c+d+e) + R_b \cdot (a+b+c+d) = 0 \Rightarrow$$

$$R_b = \frac{F_1 \cdot a + F_2 \cdot (a+b) + F_3 \cdot (a+b+c) + F_4 \cdot (a+b+c+d+e)}{(a+b+c+d)} =$$

$$= \frac{280.77 + 560.115 + 580.138 + 450.203}{170} = 1514N$$

Výpočet životnosti ložisek hřídele:

$$F_{r1} = R_a = 356N$$

$$F_{r2} = R_b = 1514N$$

$$n = 4500 \text{ min}^{-1}$$

Ložisko 1: 6004 ČSN 02 4630

Určení součinitelů X a Y

Hodnoty koeficientů X, Y jsou závislé na typu, provedení a velikosti ložiska, u některých ložisek také na směru a velikosti skutečného zatížení. Pro každé ložisko jsou uváděny v příslušném katalogu.

X ... koeficient radiálního dynamického zatížení

Y ... koeficient axiálního dynamického zatížení

F_a ... axiální složka skutečného zatížení je rovna 0, protože síla působí pouze v radiálním směru.

F_{r1} ... radiální složka skutečného zatížení je rovna 356, tuto sílu jsme vypočetli z podmínek rovnováhy.

$$\text{Pro poměr } \frac{F_a}{F_{r1}} = \frac{0}{356} = 0 < e \Rightarrow X = 1, Y = 0$$

Kde e je mezní číslo.

Ekvivalentní zatížení F_e - ložiska je definováno jako výhradně radiální zatížení (u radiálních ložisek) resp. výhradně axiální zatížení (u axiálních ložisek), při jehož působení bude mít ložisko stejnou životnost, jakou dosáhne v podmínkách skutečného zatížení. Velikost ekvivalentního zatížení je popsána vztahem

$$F_{e1} = X \cdot F_{r1} + Y \cdot F_a = (1 \cdot 356 + 0 \cdot 0) = 356 \text{ N}$$

Životnost ložiska L_{h1}

$$L_{h1} = \left(\frac{C_1}{F_{e1}} \right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n} \right) = \left(\frac{7200}{356} \right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 4500} \right) = 30640 \text{ hod.}$$

Životnost ložiska **6004 ČSN 02 4630** je 30 640 hodin.

A tímto způsobem výpočtu se přepočítají všechna ložiska na hřídeli a obě provedení tzn. (stará a nová konstrukce).

Ložisko 2: 6006 ČSN 02 4630

Pro poměr $\frac{F_a}{F_{r2}} = \frac{0}{1514} = 0 < e \Rightarrow X = 1, Y = 0$

Kde e je mezní číslo.

Ekvivalentní zatížení F_e - ložiska je definováno jako výhradně radiální zatížení (u radiálních ložisek) resp. výhradně axiální zatížení (u axiálních ložisek), při jehož působení bude mít ložisko stejnou životnost, jakou dosáhne v podmínkách skutečného zatížení. Velikost ekvivalentního zatížení je popsána vztahem

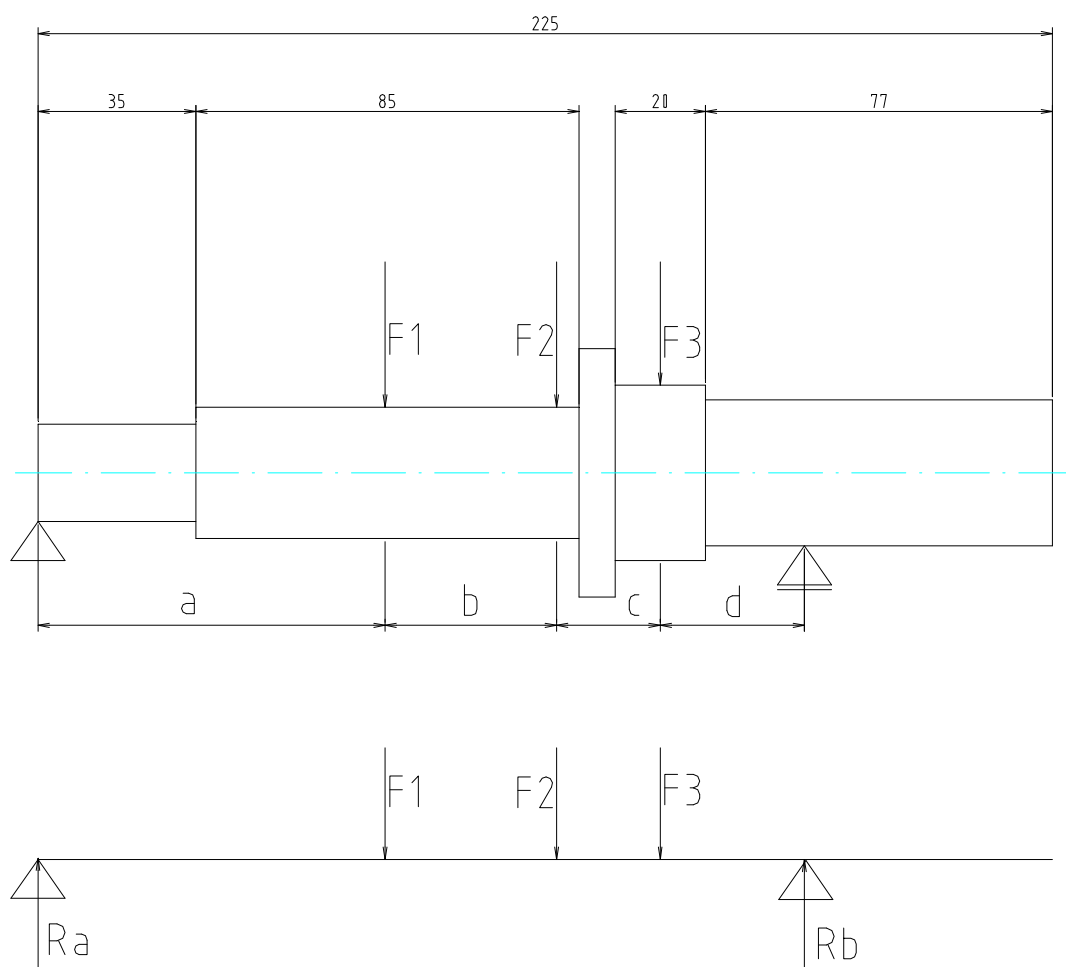
$$F_{e2} = X \cdot F_{r2} + Y \cdot F_a = (1 \cdot 1514 + 0 \cdot 0) = 1514 \text{ N}$$

Životnost ložiska L_{h1}

$$L_{h2} = \left(\frac{C_2}{F_{e2}} \right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n} \right) = \left(\frac{15000}{1514} \right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 4500} \right) = 3602 \text{ hod.}$$

5.3.2. Výpočet životnosti ložisek - upravené uložení oběžného kola

U této konstrukce uložení oběžného kola se nám vyruší síla $F_4 = 0$, protože zatěžující síla vznikající od oběžného kola působí na ložiska, která jsou v rozváděcím kole. Na hřídel náhonu ventilátoru tedy nepůsobí od oběžného kola žádná síla. Jinak zbytek výpočtu je shodný jako u sériového stavu.



$$F_1 = 280N$$

$$F_2 = 560N$$

$$F_3 = 580N$$

$$a = 77mm$$

$$b = 38mm$$

$$c = 23mm$$

$$d = 32mm$$

podmínky rovnováhy:

$$\sum F_{ix} = 0 \quad 0 = 0$$

$$\sum F_{iy} = 0 \quad R_a - F_1 - F_2 - F_3 + R_b = 0 \Rightarrow$$

$$R_a = 580 + 560 + 280 - 976,5 = 443,5N$$

$$\sum M_i = 0 \quad -F_1 \cdot a - F_2 \cdot (a+b) - F_3 \cdot (a+b+c) + R_b \cdot (a+b+c+d) = 0 \Rightarrow$$

$$R_b = \frac{F_1 \cdot a + F_2 \cdot (a+b) + F_3 \cdot (a+b+c)}{(a+b+c+d)} =$$

$$= \frac{280 \cdot 77 + 560 \cdot 115 + 580 \cdot 138}{170} = 976,5N$$

Výpočet životnosti ložisek hřídele:

$$F_{r1} = R_a = 443,5N$$

$$F_{r2} = R_b = 976,5N$$

$$n = 4500 \text{ min}^{-1}$$

Ložisko 1: 6004 ČSN 02 4630

Určení součinitelů X a Y

Hodnoty koeficientů X, Y jsou závislé na typu, provedení a velikosti ložiska, u některých ložisek také na směru a velikosti skutečného zatížení. Pro každé ložisko jsou uváděny v příslušném katalogu.

$$\text{Pro poměr } \frac{F_a}{F_{r1}} = \frac{0}{443,5} = 0 < e \Rightarrow X = 1, Y = 0$$

Kde e je mezní číslo.

Ekvivalentní zatížení F_e - ložiska je definováno jako výhradně radiální zatížení (u radiálních ložisek) resp. výhradně axiální zatížení (u axiálních ložisek), při jehož působení bude mít ložisko stejnou životnost, jakou dosáhne v podmínkách skutečného zatížení. Velikost ekvivalentního zatížení je popsána vztahem

$$F_{e1} = X \cdot F_{r1} + Y \cdot F_a = (1 \cdot 976,5 + 0 \cdot 0) = 976,5N$$

Životnost ložiska L_{h1}

$$L_{h1} = \left(\frac{C_1}{F_{e1}} \right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n} \right) = \left(\frac{7200}{443,5} \right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 4500} \right) = 15847,2 \text{ hod.}$$

Ložisko 2: 6006 ČSN 02 4630

$$\text{Pro poměr } \frac{F_a}{F_{r2}} = \frac{0}{976,5} = 0 < e \Rightarrow X = 1, Y = 0$$

Kde e je mezné číslo.

Ekvivalentní zatížení F_e - ložiska je definováno jako výhradně radiální zatížení (u radiálních ložisek) resp. výhradně axiální zatížení (u axiálních ložisek), při jehož působení bude mít ložisko stejnou životnost, jakou dosáhne v podmínkách skutečného zatížení. Velikost ekvivalentního zatížení je popsána vztahem

$$F_{e2} = X \cdot F_{r2} + Y \cdot F_a = (1 \cdot 976,5 + 0 \cdot 0) = 976,5 \text{ N}$$

Životnost ložiska L_{h1}

$$L_{h2} = \left(\frac{C_2}{F_{e2}} \right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n} \right) = \left(\frac{15000}{976,5} \right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 4500} \right) = 13424,4 \text{ hod.}$$

Z vypočítaných hodnot provedeme ekonomické zhodnocení. Pomocí tohoto zhodnocení zjistíme náklady na opravy náhonu ventilátoru za celou životnost motoru což činí 1000 0000 km.

5.4. Shrnutí výsledků životnosti ložisek

V této kapitole jsem porovnal životnosti ložisek viz. tab. 3 a 4.

Tab. 3 vypočítaná životnost ložisek sériového uložení OK

Sériové uložení oběžného kola		
Druh ložiska	6004	6006
životnost ložiska v [h]	30 640	3 602

Tab. 4 vypočtená životnost ložisek upraveného uložení OK

Upravené uložení oběžného kola		
Druh ložiska	6004	6006
životnost ložiska v [h]	15 847	13 424

V tabulkách 3 a 4 vidíme životnosti ložisek obou druhů uložení oběžného kola. Podle výpočtu je životnost ložiska 6006 v sériovém uložení OK příliš nízká. Tak nízká životnost ložiska může být následkem několika příčin a to:

- poddimenzované ložisko,
- příliš velká zatěžující síla, která na ložisko působí.

Tento problém se dal odstranit hned několika způsoby:

- zvolit vhodnější ložisko,
- zvolit jiný typ ložiska,
- snížit zatěžující sílu – to je náš případ, kdy jsme zkonstruovali nové uložení oběžného kola.

5.5. Shrnutí výsledků hluku a vibrací

Tab.5 výsledné hodnoty hluku a vibrací

Maketa T3D-928

Hluk a vibrace náhonu ventilátoru chlazení

Plný průtok oleje					Rozdíl	
Otáčky oběžného kola	Hluk		Vibrace		hluk	vibrace
					rozdl ser.-upr.	rozdl ser.-upr.
	kolo serie	upr.kolo	kolo serie	upr.kolo		
[min ⁻¹]	[dB(A)]	[dB(A)]	[m/s ²]	(m/s2)	[dB(A)]	(m/s2)
1000	83,3	81,0	4,4	4,0	2,3	0,4
1500	90,7	85,6	9,0	7,6	5,1	1,4
2000	93,6	92,2	10,5	9,2	1,4	1,3
2500	95,6	94,7	12,5	11,8	0,9	0,7
3000	99,0	98,6	17,0	16,1	0,4	0,9
3500	102,7	101,9	20,3	20,6	0,8	0,3
4000	105,3	104,3	24,4	20,5	1,0	3,9
4500	108,0	106,2	32,6	27,5	1,8	5,1
max	108,0	106,2	32,6	27,5	5,1	5,1
průměr	97,3	95,6	16,3	14,7	1,7	1,7

Průtok oleje zastaven					Rozdíl	
Otáčky náhonu	Hluk		vibrace		hluk	Vibrace
					rozdl ser.-upr.	Rozdl ser.-upr.
	kolo serie	upr.kolo	kolo serie	upr.kolo		
[min ⁻¹]	[dB(A)]	[dB(A)]	[m/s ²]	(m/s2)	[dB(A)]	(m/s2)
644	81,3	80,7	2,8	1,9	0,6	0,9
966	82,4	80,9	4,5	3,4	1,5	1,1
1289	83,2	81,5	5,6	5,6	1,7	0,0
1611	85,0	82,1	9,7	9,2	2,9	0,5
1933	87,5	83,1	15,4	12,6	4,4	2,8
2255	88,7	83,2	17,4	14,6	5,5	2,8
2577	87,8	85,1	21,0	18,0	2,7	3,0
2899	88,0	86,3	26,2	19,5	1,7	6,7
max	88,7	86,3	26,2	19,5	5,5	6,7
průměr	85,5	82,9	12,8	10,6	2,6	2,2

V tabulce č.5 jsou výsledné hodnoty hluku a vibrací při dvou režimech. Dva režimy se měří proto, aby se simulovaly provozní režimy. Tyto provozní režimy jsou:

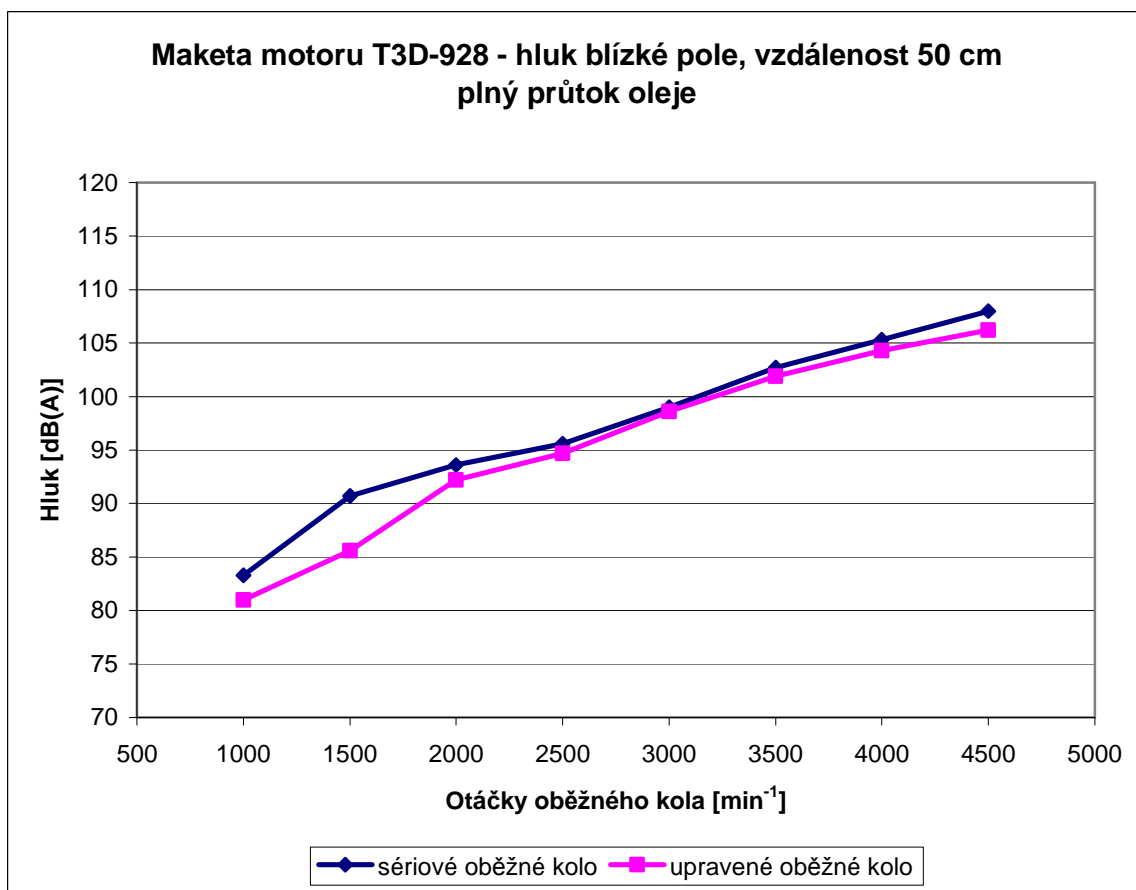
- plný průtok oleje přes kapalinovou spojku
- zastavený průtok oleje do kapalinové spojky

Při těchto režimech se měří hluk, vibrace a vlastnosti náhonu ventilátoru s kapalinovou spojkou. Tyto režimy simulují stavy, které vznikají provozováním vozidla a to:

- plný průtok oleje – je to stav, kdy je motor zahřát na provozní teplotu a olejový regulační ventil je naplno otevřen. Tím proudí do kapalinové spojky maximální dávka oleje.
- Zastavený průtok oleje do kapalinové spojky – je to stav, kdy je motor studený (olej není zahřát nad teplotu 80°C. Při měření tohoto režimu se náhon ventilátoru otáčí bez mazání ložisek. Do kapalinové spojky neteče žádný olej a proto je tato spojka mimo provoz. Při zastaveném průtoku oleje do kapalinové spojky měříme pouze vibrace a hluk. Nic víc se neměří, protože při nefunkční kapalinové spojce nemá význam měřit otáčky oběžného kola, otáčky náhonu ventilátoru, protože kapalinová spojka je jen unášena. To pro nás nemá žádný význam. Důležité je změřit při tomto režimu hluk a vibrace, neboť hnáný hřídel náhonu ventilátoru se otáčí stále a tím vznikají vibrace a hluk, které musíme změřit.

Hodnoty obou těchto režimů jsou popsány v tabulce č.5 a k těmto hodnotám jsou sestaveny grafy viz. obr.5.1,5.2,5.3,5.4. Když se na grafy podíváme tak vidíme, že ve všech čtyřech měřených režimech nám jak vibrace tak hlučnost s novým uložením (fialová barva křivky) klesla. Tento výsledek nám potvrdil, že nové uložení oběžného kola nám sníží jak vibrace tak hlučnost chladicí soustavy.

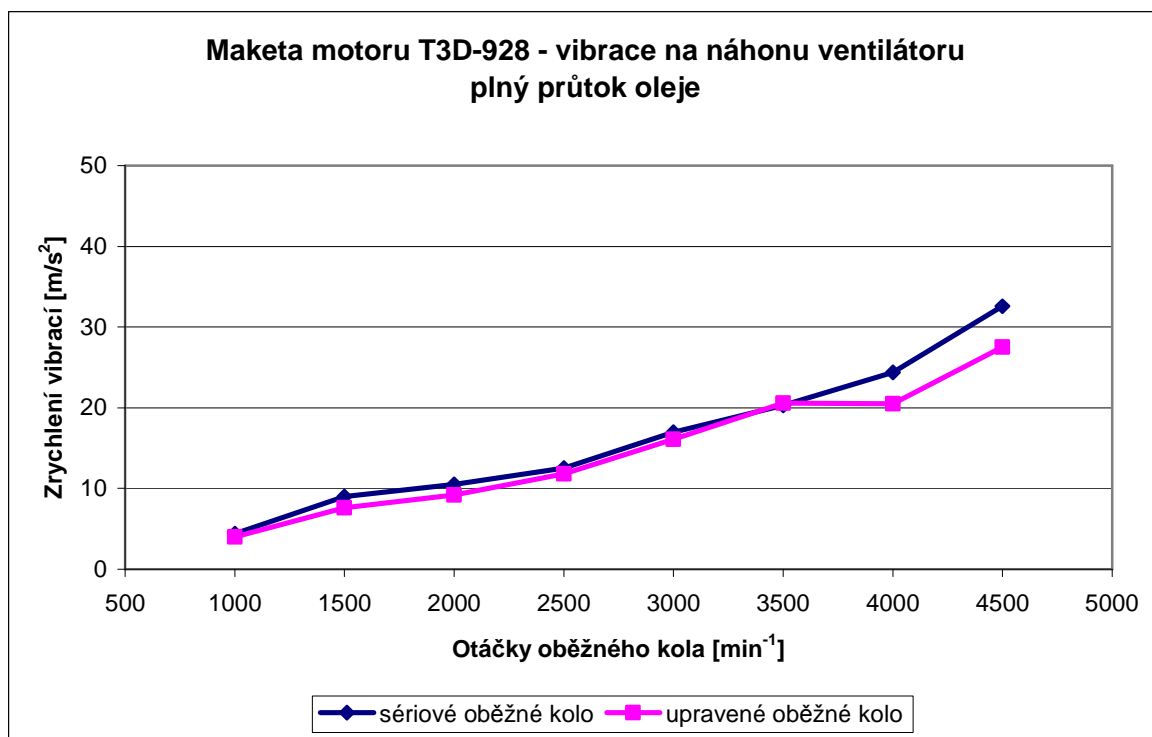
V přílohách od č.1 až do č.18 je znázorněn záznam pouze z jednoho měření a to měření hluku při stavu plného průtoku oleje do kapalinové spojky s oběma variantami uložení oběžného kola. Z důvodu úspory příloh bude zbytek dat z měření spolu s grafy nahrán na CD.



Obr. 5.1 Plný průtok oleje

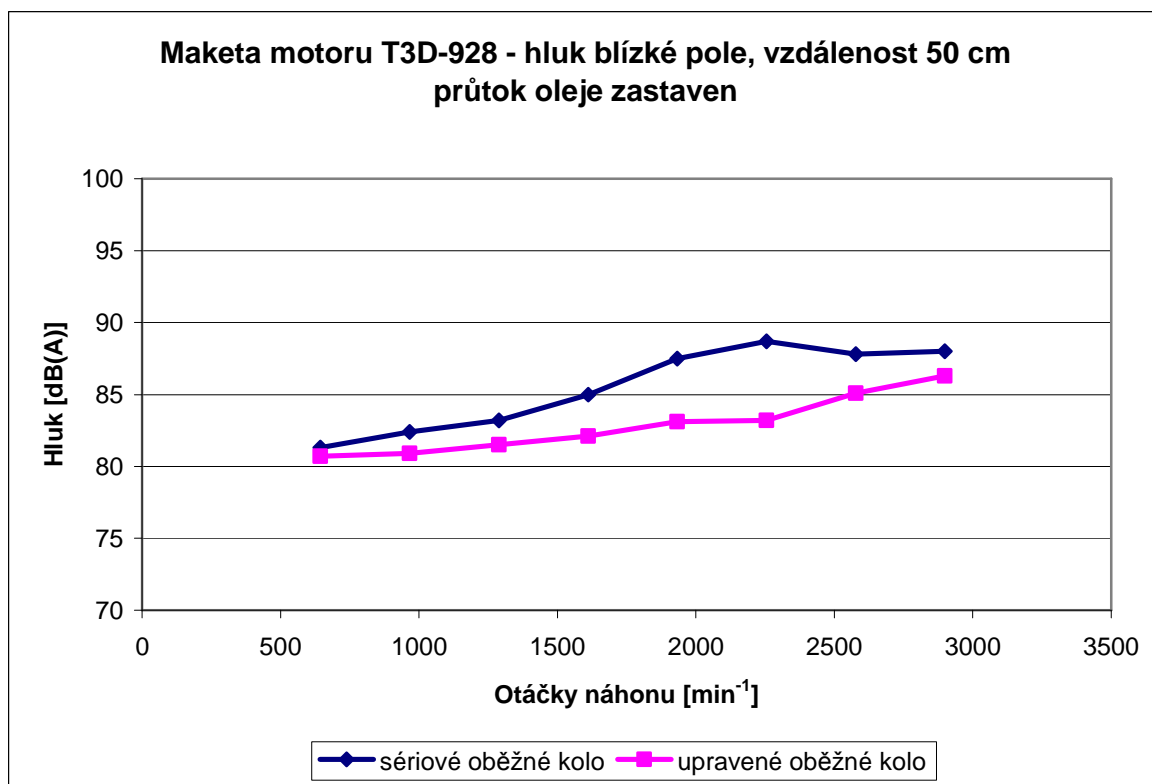
Na obr.1 jsou znázorněny křivky hluku. Modrá křivka znázorňuje sériové uložení oběžného kola a fialová křivka znázorňuje upravené uložení oběžného kola. Při nízkých otáčkách oběžného kola je vidět na obr.5.1 velké zlepšení hluku, což je způsobeno měkkým a tichým chodem upraveného uložení oběžného kola (měkký a plynulý záběr). U modré křivky vidíme jak se chová sériové oběžné kolo při nízkých respektive rozběhových otáčkách. Ze začátku se křivka hluku mírně „zvedá“, což má za následek velká neodpružená hmota.

Při vyšších otáčkách se obě konstrukce chovají téměř shodně.



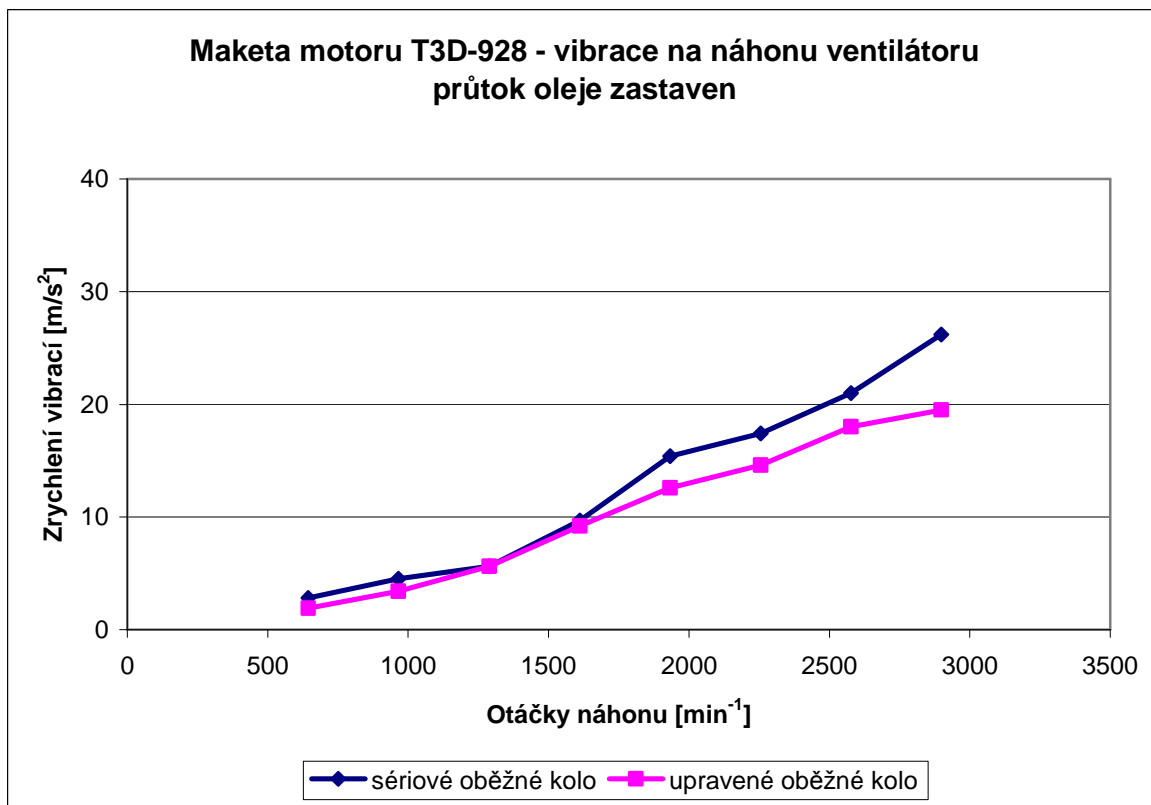
Obr. 5.2 Plný průtok oleje

Na obr.2 jsou znázorněny křivky vibrací. Při rozběhu jsou křivky téměř totožné, ale až při vysokých otáčkách jde vidět velké zlepšení vibrací. U modré křivky se zvyšují vibrace vlivem neodpružených hmot a výrobních nepřesnostech, které se při vysokých otáčkách dostávají do kmitání a to má nepříznivý vliv na zvýšení vibrací. U fialové křivky tj. Nové uložení oběžného kola nám většinu různých rázů a kmitů pohltí pryžové uložení oběžného kola. Při prováděném měření byly vždy pryžové válečky v pořádku, ale při posledních měřeních se zjistilo, že se mírně obrušují o ostré díry v hliníkovém oběžném kole.



Obr. 5.3 Zastaven průtok oleje

Na obr. 5.3 je znázorněn hluk při zastaveném průtoku oleje. Při zastaveném průtoku oleje je kapalinová spojka mimo provoz tzn., že kapalinová spojka má maximální skluz a oběžné kolo se otáčí vlivem unášení od kapalinové spojky. (snížení účinnosti 45 – 50%). Na fialové křivce jde vidět, jak nízkou hlučnost má nové uložení oběžného kola a to díky pružným elementům, které jsou umístěny na nábojce oběžného kola viz. obr. 3.1.



Obr. 5.4 Zastaven průtok oleje

Na obr. 5.4. jsou znázorněny vibrace při zastaveném průtoku oleje. Na zkušebním stavu jsem to provedl tak, že jsem vypnul olejové čerpadlo, které nám vhání zahřátý olej do hlavního mazacího kanálu na maketě motoru. Při tomto režimu je kapalinová spojka mimo provoz a zde lze pozorovat výrazné zlepšení než při plném průtoku viz. obr. 5.2. V podstatě na všech grafech je patrné jaký vliv mají neodpružené hmoty a výrobní nepřesnosti. Jak jde vidět z grafů tento problém by vyřešila nová konstrukce uložení oběžného kola. Veškeré data z měření a grafy budou uloženy na CD.

5.6. Ekonomické zhodnocení úpravy uložení oběžného kola v provozu

V dnešní době je kladen důraz na ekologie a úspory. Při řešení problému s chlazením jsem kladl důraz na úspory. Nyní se provedou výpočty a zjistíme jak a o kolik výjdou úspory pro novou konstrukci uložení oběžného kola.

Zjistil jsem, že životnost ložisek u obou typů provedení je:

Sériové uložení OK:

- Ložisko 6004 – 30 640 h
- Ložisko 6006 – 3 602 h

Nové uložení OK:

- Ložisko 6004 – 15 847 h
- Ložisko 6006 – 13 424 h

Ceník za provedenou práci TATRA servis – 500 Kč/h

Jelikož společnost TATRA a.s. garantuje 1 000 000 km životnost motoru, budeme provádět výpočet na 1 000 000 km což je přibližně 35 714 mth..

Sériové uložení oběžného kola:

Ložisko 6004 má životnost 30 640 h, společnost TATRA udává životnost motoru 35 714 h. Z toho plyne, že toto ložisko nebudeme po celou dobu provozu měnit.

Ložisko 6006 má životnost 3 602 h, společnost TATRA ale udává životnost motoru 35 714h. Z toho plyne:

V ... neznámá, vyjadřující počet výměn ložisek náhonu ventilátoru

Použijeme vzorec pro výpočet výměn ložisek.

$$V = \frac{35714}{3602} 10 \quad [5.6.1]$$

Z výpočtu jsem zjistil, že po dobu životnosti motoru budeme ložisko 6006 měnit 10 krát.

Z dalších výpočtů jsem zjistil, kolik budou činit náklady na opravy.

Ložisko 6006 stojí u firmy SKF – 95 Kč

Servis TATRA účtuje za výměnu ložiska náhonu ventilátoru 7 h práce.

Zavedeme si neznámé:

C - celkové náklady na výměnu ložiska

Zavedeme si konstanty:

P – cena ložiska s DPH

H – počet odpracovaných hodin

$$C = (P + H \cdot 500) \cdot V = (95 + 7 \cdot 500) \cdot 10 = 35950 \text{ Kč}$$

Po celou dobu životnosti motoru bude výměna ložisek náhonu ventilátoru stát **35 950 Kč**.

Nové uložení oběžného kola:

Ložisko 6004 má životnost 15 847 h, TATRA udává životnost motoru 35 714. Ložisko budu tedy měnit jednou.

Použijeme vzorec:

$$C = (P + H \cdot 500) \cdot V = (95 + 7 \cdot 500) \cdot 1 = 3595 \text{ Kč}$$

Ložisko 6006 má životnost 13 424 h, TATRA udává životnost motoru 35 714. Ložisko budu tedy měnit třikrát.

Použijeme vzorec:

$$C = (P + H \cdot 500) \cdot 3 = (95 + 7 \cdot 500) \cdot 3 = 10785 \text{ Kč}$$

Po celou dobu životnosti motoru bude výměna ložisek náhonu ventilátoru stát **14 380 Kč**.

Z výpočtu lze vidět, že pomocí nového uložení oběžného kola ušetříme 21 334 Kč po celou dobu životnosti motoru. Toto ale nebyl hlavní důvod, proč se konstruovalo nové uložení oběžného kola. Prvotní důvod byl snížit hluk a vibrace, což se díky nové konstrukci povedlo. Tomuto výpočtu nebudou odpovídat vozidla, které jsou určeny na východ (RUSKO), protože u motorů v těchto zemích trvá déle než dosáhnou provozní teploty. Kdyby se tato doba, kdy je ventilátor nefunkční sečetla, dostali bychom větší časovou prodlevu než u vozidel v zemích např. (Afrika) . Ale tato práce se zabývá vozidly určené pro naše podmínky.

6. Závěr

U motorů TATRA je použit jako zdroj chlazení ventilátor, který se skládá z oběžného kola, rozváděcího kola a pláště ventilátoru. Oběžné kolo je připevněno pomocí čtyř šroubů na nábojku. Tato nábojka je přišroubována na náhonu ventilátoru pomocí matice. Náhon ventilátoru se skládá z kapalinové spojky, která je poháněna pomocí tlakového oleje motoru. Problémy, které způsobuje tato zastaralá konstrukce byly popsány v kapitole 2.

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout nové uložení oběžného kola za účelem snížení vibrací a hluku. Dále byla snaha prodloužit životnost ložisek náhonu ventilátoru což se taktéž podařilo.

V první fázi jsem provedl zkoušky na stavu, kde jsem zjistil, že vibrace a hluk dílů chlazení je nižší než stávající sériový stav což bylo překvapivé.

V druhé fázi jsem pomocí měření zjistil, že provedené úpravy nemají vliv na množství odebíraného točivého momentu, na množství vzduchu ventilátoru atd. viz kapitola 5.2., tab.1 a 2.

Výhodou těchto úprav je, že se nemusí upravovat zástavba na motoru nebo na kabině vozidla. Další výhodou je ta, že se tato nová konstrukce dá a poměrně jednoduše přemontovat na jakýkoli motor TATRA 815. Na starší modely jako T148 už se tato konstrukce nedá použít z důvodu odlišnosti konstrukce mezichladičů.

Další fází zkoušek bude dlouhodobá zkouška na životnostním vozidle 290S25. Jelikož stavové zkoušky dopadly dobře je třeba vyzkoušet novou konstrukci v provozu. Pokud výrobní nepřesnosti budou v tolerancích tak by s novou konstrukcí neměly být problémy.

Seznam příloh

PŘÍLOHA Č.1 – hluk, otáčky OK 1000 a 1500 min⁻¹

PŘÍLOHA Č.2 – hluk, otáčky OK 2000 a 2500 min⁻¹

PŘÍLOHA Č.3 – hluk, otáčky OK 2500 a 3000 min⁻¹

PŘÍLOHA Č.4 – hluk, otáčky OK 3500 a 4000 min⁻¹

PŘÍLOHA Č.5 – hluk, otáčky NV 644 a 966 min⁻¹

PŘÍLOHA Č.6 – hluk otáčky NV 1289 a 1611 min⁻¹

PŘÍLOHA Č.7 – hluk otáčky NV 1933 a 2255 min⁻¹

PŘÍLOHA Č.8 – hluk otáčky NV 2577 a 2899 min⁻¹

PŘÍLOHA Č.9 – vibrace náhonu ventilátoru otáčky OK 1000 a 1500 min⁻¹

PŘÍLOHA Č.10 – vibrace náhonu ventilátoru otáčky OK 2000 a 2500 min⁻¹

PŘÍLOHA Č.11 – vibrace náhonu ventilátoru otáčky OK 3000 a 3500 min⁻¹

PŘÍLOHA Č.12 – vibrace náhonu ventilátoru otáčky OK 4000 a 4500 min⁻¹

PŘÍLOHA Č.13 – vibrace náhonu ventilátoru ON 644 a 966 min⁻¹

PŘÍLOHA Č.14 – vibrace náhonu ventilátoru ON 1289 a 1611 min⁻¹

PŘÍLOHA Č.15 – vibrace náhonu ventilátoru ON 1933 a 2255 min⁻¹

PŘÍLOHA Č.16 – vibrace náhonu ventilátoru ON 2577 a 2899 min⁻¹

PŘÍLOHA Č.17 – hluk blízkého pole – oběžné kolo stávající stav

PŘÍLOHA Č.18 – hluk blízkého pole – upravené oběžné kolo

OK – oběžné kolo

ON – otáčky náhonu

NV – náhon ventilátoru

Seznam použité literatury

- [1] Vávra, P.: Strojírenské tabulky, SNTL Praha, 1990
- [2] Lubomír Supák, Antonín Kubiček, Moderní užitkové automobily TATRA, Praha 1979
- [3] Baumruk, P.:Příslušenství spalovacích motorů, vydavatelství ČVUT Praha, 1996
- [4] Kožoušek J.:Výpočet a konstrukce spalovacích motorů I, SNTL Praha, 1978
- [5] Otoušek J.:Teorie spalovacích motorů, SNTL Praha 1971
- [6] Ondráček, E.,Vrbka, J.,Janíček, P.:Mechanika těles pružnost a pevnost II